ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITA' DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA
Sede di Forlì

CORSO DI LAUREA
IN INGEGNERIA MECCANICA
Classe: LM-33

TESI DI LAUREA
In Termofluidodinamica Avanzata LM

PROGETTAZIONE DI UNA POMPA DI CALORE GEOTERMICA A CO_2 PER PRODUZIONE DI ACQUA CALDA SANITARIA

CANDIDATO
Alberto Vitali

RELATORE
Prof. Marco Lorenzini

Anno Accademico 2012/2013
III Sessione

INDICE

CAPITOLO 5

CAPITOLO 6

CAPITOLO 7

CAPITOLO 8

Introduzione

Ho svolto la mia attività di tesi all'interno dell'ufficio tecnico dell'azienda Fiorini Industries di Forlì, ubicata in Via Zampeschi 119. L'azienda detiene una posizione di leadership europea nel settore idrotermosanitario in virtù delle soluzioni e dei sistemi integrati per la realizzazione di impianti di riscaldamento, condizionamento e per la produzione di acqua calda sanitaria, basati sull'utilizzo di diverse tipologie di energia, tradizionali od a fonti rinnovabili, come solare termico, solare fotovoltaico ibrido e geotermico a bassa entalpia.
In particolare, grazie alla collaborazione con lo stabilimento di Treviso, si sviluppano soluzioni a pompa di calore ad alta efficienza con marchio MyClima: quest'ultimo è un settore in continuo sviluppo, grazie alla capacità di tali sistemi di produrre energia termica da fonti rinnovabili.
Negli ultimi decenni, infatti, all'interno dell'opinione pubblica mondiale è cresciuta l'attenzione sulle problematiche ambientali, in particolare riguardo a come riuscire a produrre energia riducendo le emissioni di gas inquinanti, dannosi per l'ozonosfera e generanti l'effetto serra; l'utilizzo dell'anidride carbonica (R744) come fluido refrigerante permette di ridurre sensibilmente tali emissioni rispetto ai fluidi frigoriferi sintetici normalmente utilizzati.

Durante questo periodo trascorso in azienda ho in un primo momento approfondito le mie conoscenze sulla tecnologia delle pompe di calore, mentre in seguito mi sono concentrato sulle proprietà dell'anidride carbonica, al fine di esaminarne le potenzialità come fluido refrigerante. L'obiettivo da raggiungere è infatti quello di realizzare pompe di calore geotermiche in cui la CO_2 sostituisca i fluidi sintetici più diffusi, come l'R134a o l'R410a.
Nello svolgimento di questa analisi ho utilizzato una serie di software per lo studio di cicli frigoriferi, come *CoolPack* o *Simple One Stage CO_2 Cycle*, che mi hanno permesso di esaminare i parametri che influenzano maggiormente l'efficienza dei cicli frigoriferi ad anidride carbonica, in modo da trovare dei valori progettuali da introdurre in input nella realizzazione dell'impianto, al fine di raggiungere i valori di COP che si ottengono con i fluidi tradizionali.

Il Capitolo 1 descrive le proprietà dei cicli termodinamici inversi, dal ciclo inverso ideale di Carnot ai cicli frigoriferi reali; in seguito si passa alla classificazione delle pompe di calore a compressione di vapore, elencando i vantaggi che esse offrono rispetto ai sistemi di riscaldamento o condizionamento tradizionali.

All'interno del Capitolo 2 si concentra l'attenzione sulla geotermia, ovvero sullo scambio termico nel suolo, e sulle caratteristiche delle pompe di calore geotermiche, sottolineando le differenze fra sonde verticali e sonde orizzontali.

La trattazione prosegue con la descrizione dei fluidi frigoriferi: il Capitolo 3 spiega lo sviluppo dei refrigeranti sintetici e le cause che hanno portato al loro declino, da cui nasce la necessità di individuare fluidi alternativi a limitato impatto ambientale.

Nel Capitolo 4 si considerano le proprietà termodinamiche dell'anidride carbonica all'interno dei cicli inversi transcritici e vengono brevemente presentate le principali applicazioni dell'R744 come fluido frigorigeno.

Terminata la fase teorica dell'attività di tesi, sono passato alla fase progettuale: nel Capitolo 5 vengono presentate le simulazioni sul ciclo transcritico a CO_2, le cui prestazioni vengono confrontate con quelle dell'R410a, utilizzato nelle pompe di calore a marchio MyClima attualmente presenti sul mercato.

A partire dal Capitolo 6 viene descritta la progettazione della pompa di calore geotermica ad anidride carbonica per produzione di acqua calda sanitaria: la prima fase riguarda la scelta del compressore semiermetico a pistoni, per poi passare al dimensionamento degli scambiatori di calore; in seguito si passa alla determinazione della valvola di laminazione ed alla descrizione delle tubazioni utilizzate. Nella realizzazione dei disegni 3D è stato utilizzato il software CAD *SolidEdge*.

Il Capitolo 7 presenta una classificazione dei sistemi di produzione dell'acqua calda sanitaria, i quali, collegati alla pompa di calore, permettono di completare l'impianto.

Infine, nel Capitolo 8 vengono presentate le conclusioni dell'attività di tesi e gli sviluppi futuri della progettazione svolta.

Desidero ringraziare il Prof. Marco Lorenzini, relatore della mia attività di tesi, e l'azienda Fiorini Industries, che mi ha accolto all'interno del proprio ufficio tecnico, nel quale per la prima volta ho avuto la possibilità di confrontarmi con il mondo del lavoro, dopo cinque anni di intensi studi universitari. In particolare rivolgo un sentito ringraziamento al direttore tecnico, Ing. Luca Tassinari, che mi ha seguito durante tutta l'attività di progettazione, fornendomi un sostegno fondamentale, ed ai miei referenti all'interno dello stabilimento MyClima di Treviso, Riccardo Zanin e Moreno Cappellazzo, che mi hanno guidato all'interno delle tecnologie alimentate da fonti rinnovabili, grazie alla loro grande esperienza nella realizzazione di pompe di calore geotermiche.

CAPITOLO 1

1.1 Il ciclo inverso di Carnot

Il funzionamento delle pompe di calore o degli impianti frigoriferi si basa sulla definizione di ciclo inverso: il sistema assorbe una certa quantità di energia sotto forma di calore da una sorgente a bassa temperatura T_1 e, mediante l'applicazione di un lavoro esterno, cede tale calore ad un serbatoio termico ad una temperatura T_2 più elevata (Figura 1.1). Questo trasferimento di energia rispetta il Secondo Principio della Termodinamica, per il quale è necessario fornire lavoro dall'esterno per trasferire calore verso una sorgente a temperatura più elevata.

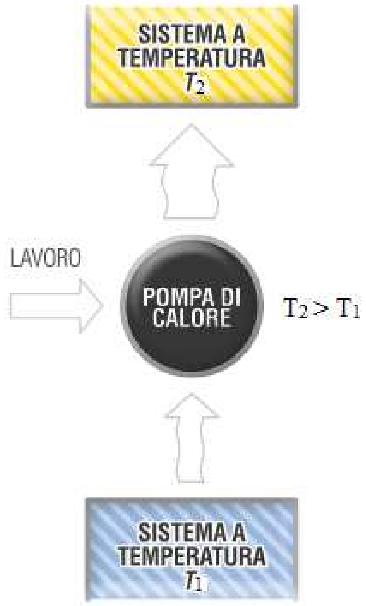


Figura 1.1 – Schema operativo di funzionamento di un ciclo inverso [1]

Il ciclo ideale che permette di realizzare tale effetto utile non conseguibile spontaneamente è il ciclo inverso di Carnot, il quale, lavorando fra due valori prefissati di pressione, consente di ottenere la massima efficienza possibile.
Esso è costituito da quattro fasi distinte (Figura 1.2):

- Compressione adiabatica 1 – 2: il refrigerante a pressione p_1 viene aspirato dal compressore, da cui esce alla pressione superiore p_2, con spesa di lavoro per unità di massa pari a:

$$|L_{1\text{-}2}| = h_2 - h_1$$

Di conseguenza si incrementa la temperatura del fluido da T_1 a T_2.

- Cessione di calore isoterma 2 – 3: a pressione p_2 e temperatura T_2 costanti il fluido condensa all'interno di uno scambiatore di calore chiamato condensatore, cedendo all'esterno una quantità di calore per unità di massa uguale a:

$$|Q_2| = h_2 - h_3$$

- Espansione adiabatica 3 – 4: a partire dallo stato di liquido saturo nel punto 3, il fluido si espande in maniera isoentropica dalla pressione p_2 alla pressione p_1 tramite un espansore, a cui cede un lavoro specifico uguale a:

$$L_{3-4} = h_3 - h_4$$

- Assorbimento di calore isotermo 4 – 1: il fluido frigorigeno tende ad evaporare parzialmente all'interno di uno scambiatore di calore chiamato evaporatore, assorbendo dall'esterno a pressione costante p_1 una quantità di calore definita da:

$$Q_1 = h_1 - h_4$$

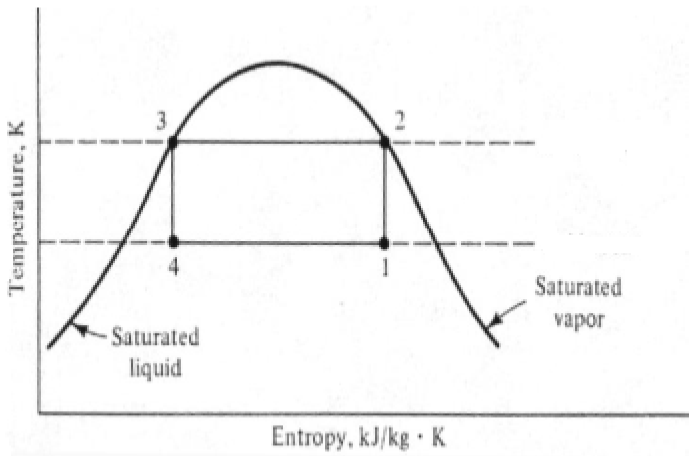


Figura 1.2 – Diagramma T – s del ciclo di Carnot inverso [2]

Tutte le trasformazioni che avvengono nel ciclo di Carnot sono reversibili, in quanto i processi 1 – 2 e 3 – 4 avvengono senza attriti e sono adiabatici, poiché non si hanno scambi di calore con l'esterno. I processi reversibili adiabatici hanno luogo a entropia costante; quindi il ciclo di Carnot consiste di due processi a entropia costante e due a temperatura costante. Dato che la reversibilità di queste trasformazioni non può essere riprodotta nella realtà, il ciclo frigorifero di Carnot

è puramente ideale, ma rappresenta un importante modello di confronto con i cicli reali per quanto riguarda la loro efficienza e l'influenza delle temperature massima e minima sul loro funzionamento.

L'efficienza di un ciclo inverso a pompa di calore è rappresentato dal Coefficient of Performance COP, dato dal rapporto fra effetto utile (ossia la cessione di calore a temperatura T_2) ed energia necessaria per ottenerlo (ossia il lavoro netto richiesto dal compressore):

$$COP = \frac{effetto\ utile}{lavoro\ speso}$$

Un alto coefficiente di prestazione è allora indice di buon funzionamento, poiché significa che occorrono piccole quantità di lavoro per ottenere l'effetto frigorifero desiderato. Indichiamo quindi il valore del COP del ciclo di Carnot inverso:

$$COP = \frac{1}{1 - \frac{T_1}{T_2}}$$

Il coefficiente di prestazione del ciclo di Carnot è quindi funzione delle temperature dei due serbatoi, che possono variare da zero ad infinito. Un basso valore di T_2 comporta un alto valore del coefficiente di prestazione; dall'altra parte un valore elevato di T_1 produce una riduzione del denominatore, con effetto benefico sul COP. In conclusione, per avere il minimo assorbimento di potenza, per una data capacità termica utile, occorre:

- mantenere la temperatura di condensazione più bassa possibile;
- mantenere la temperatura di evaporazione più alta possibile.

Non è però possibile scegliere a proprio piacimento la temperatura massima e quella minima al fine di raggiungere il massimo COP, poiché esse devono sottostare a precisi vincoli: T_1 deve essere inferiore alla temperatura della cella frigorifera, mentre T_2 deve essere superiore alla temperatura atmosferica.

1.2 Il ciclo inverso standard

L'impossibilità di realizzare nella realtà un ciclo inverso di Carnot è dovuta principalmente a due cause:

- la compressione di una miscela di liquido e vapore richiederebbe un compressore in grado di trattare contemporaneamente le due fasi;
- difficoltà relative all'espansione del refrigerante in presenza di un elevato contenuto di fase liquida.

Questi problemi possono essere superati vaporizzando completamente il refrigerante prima che sia compresso e sostituendo l'espansione in turbina con un processo di laminazione in una valvola o in un tubo capillare. Il ciclo che si ottiene, detto ciclo inverso a compressione standard, è costituito da quattro trasformazioni (Figura 1.3):

1 – 2: compressione isoentropica in un compressore;

2 – 3: cessione di calore a pressione costante in un condensatore;

3 – 4: laminazione in una valvola o in un tubo capillare;

4 – 1: assorbimento di calore a pressione costante in un evaporatore.

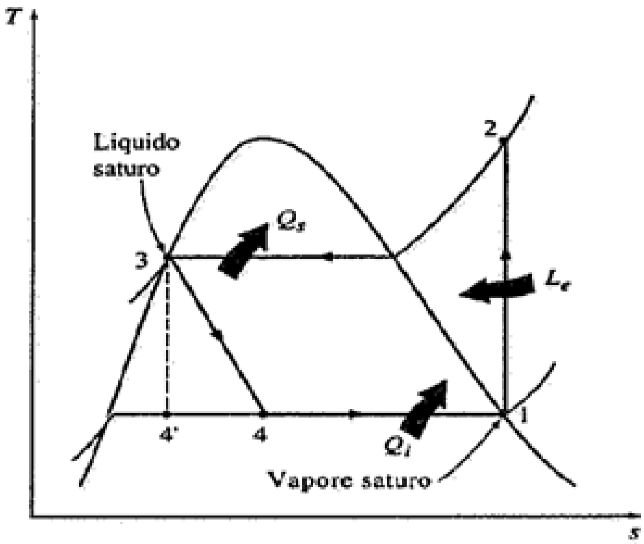


Figura 1.3 – Diagramma T – s di un ciclo inverso standard [2]

1.3 Classificazione delle pompe di calore

Per pompa di calore si intende un'installazione che, operando con continuità, preleva calore da una sorgente a temperatura più bassa e lo rende disponibile (assieme all'equivalente termico dell'energia impiegata per rendere possibile tale operazione) per un utilizzo esterno ad una temperatura mediamente superiore.
Le principali fonti di calore a bassa temperatura utilizzate in tale applicazione possono essere sorgenti naturali come il suolo, l'aria o l'acqua, oppure fonti artificiali come i flussi di calore emessi da processi industriali; questa proprietà di sfruttare fonti di energia rinnovabile per il proprio funzionamento permette alle pompe di calore di essere un'efficiente tecnologia nel riscaldamento e raffreddamento di ambienti, garantendo inoltre un ridotto impatto ambientale rispetto ai sistemi tradizionali.

Una prima classificazione delle pompe di calore può essere effettuata in base al tipo di energia richiesta per il funzionamento:

- energia meccanica, prodotta generalmente da motori elettrici;
- energia termica, generata con cicli ad assorbimento.

1.3.1 Pompe di calore a compressione meccanica di vapore

La maggior parte degli impianti opera con un ciclo a compressione di vapore (Figura 1.4), i cui componenti principali sono il compressore, la valvola di laminazione, due scambiatori di calore, ovvero l'evaporatore ed il condensatore; tali elementi sono connessi attraverso un circuito chiuso, nel quale scorre un fluido volatile, detto operativo o refrigerante. All'interno dell'evaporatore la temperatura del fluido è mantenuta inferiore rispetto a quella della sorgente di calore, in modo tale da garantire lo scambio termico necessario a permetterne l'evaporazione; in seguito il vapore viene aspirato dal compressore, che lo porta ad una temperatura ed una pressione più elevate. Il fluido ad elevato livello energetico transita quindi all'interno del condensatore, dove si raffredda, cede calore all'esterno e condensa. Infine, il refrigerante allo stato liquido viene espanso da una valvola di laminazione, che ne abbassa la pressione terminando il ciclo.

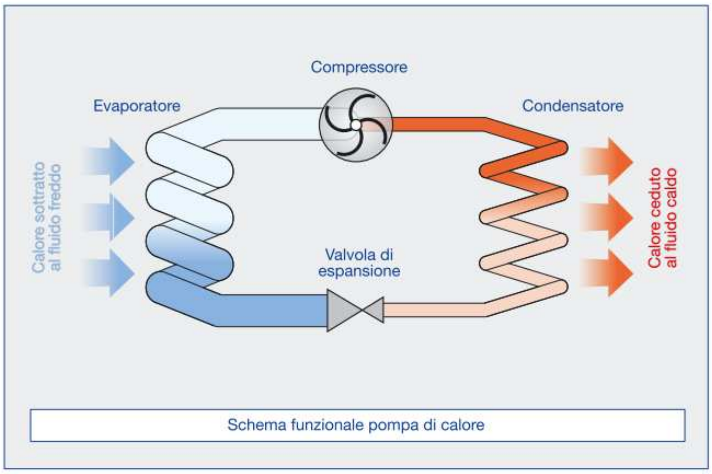


Figura 1.4 – Schema impiantistico di una pompa di calore a compressione [3]

Il compressore è solitamente azionato da un motore elettrico o da un motore a combustione interna, che, operando in modo differente, influenzano in modo diverso l'efficienza dell'impianto:

- il motore elettrico consente di ottenere un impianto ad elevata efficienza energetica (Figura 1.5), in quanto il rendimento di conversione dell'energia elettrica fornita dalla rete in energia meccanica sviluppata all'albero del compressore è superiore al 90%;

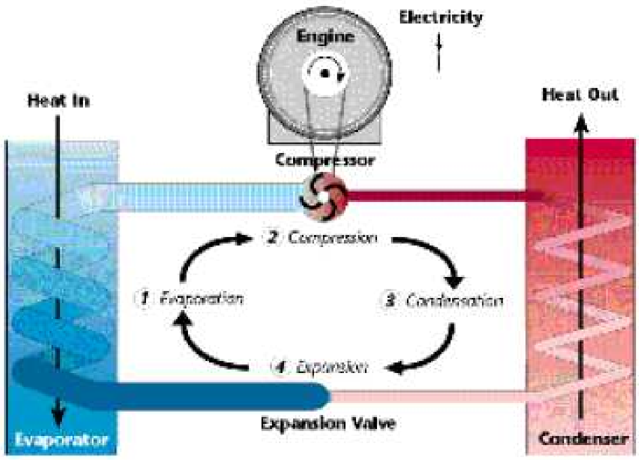


Figura 1.5 – Schema di una pompa di calore a compressione con motore elettrico [4]

- l'utilizzo di un motore a combustione interna (Figura 1.6) permette invece di sfruttare il calore dei gas di scarico in aggiunta a quello prodotto al condensatore; l'efficienza energetica legata alla conversione dell'energia termica sviluppata dal motore endotermico in energia

meccanica al compressore risulta però decisamente inferiore rispetto a quella del motore elettrico.

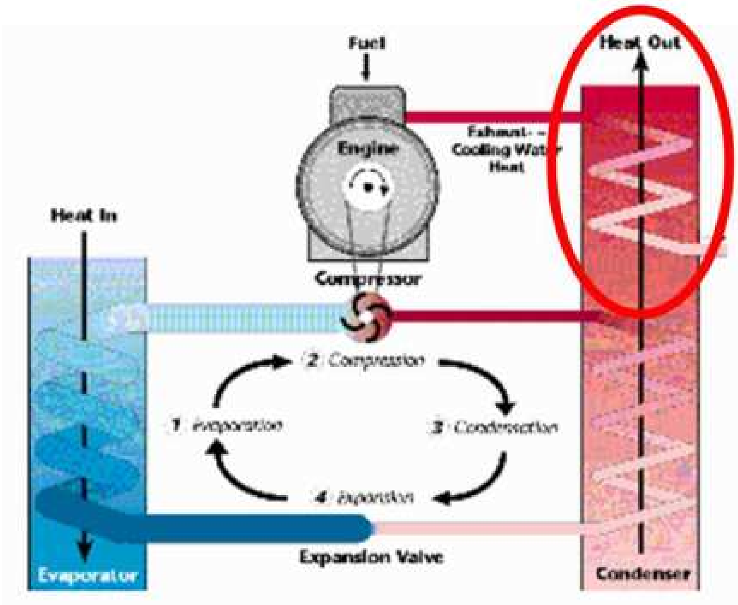


Figura 1.6 – Pompa di calore a compressione con motore endotermico [4]

1.3.2 Pompe di calore ad assorbimento

Le pompe di calore ad assorbimento basano il proprio funzionamento sullo sfruttamento dell’energia termica invece che sull’utilizzo dell’energia meccanica. In particolare tali sistemi utilizzano la capacità di particolari liquidi o sali di assorbire il vapore dal fluido frigorifero che opera fra la zona di alta pressione e la zona di bassa pressione. Le sostanza maggiormente utilizzate in tali impianti sono:

- acqua (fluido operativo) e bromuro di litio (assorbente);
- ammoniaca (fluido operativo) ed acqua (assorbente).

Come è possibile notare in Figura 1.7, la compressione del fluido è raggiunta termicamente in un impianto di composto da:

- pompa per il pompaggio della soluzione;
- scambiatore di calore per la condensazione del vapore del fluido operativo;
- scambiatore di calore che effettua l’evaporazione del fluido;
- generatore che permette di ottenere una soluzione assorbente più densa;
- assorbitore in cui il calore è assorbito dalla soluzione a bassa pressione;

- valvola di espansione per operare l’espansione del fluido operativo dalla zona di alta pressione a quella di bassa pressione.

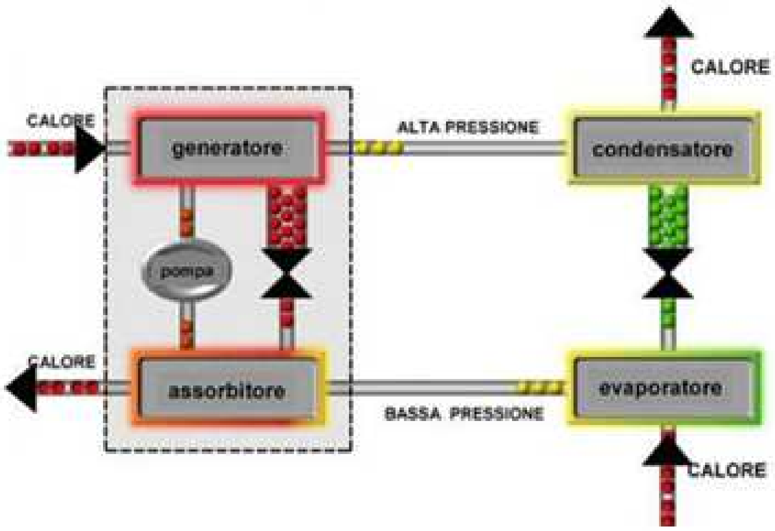


Figura 1.7 – Schema impiantistico di una pompa di calore ad assorbimento [4]

Il vapore a bassa pressione presente nell’evaporatore è condotto verso l’assorbitore, nel quale viene assimilato da parte di una soluzione assorbente; si genera così un processo esotermico che provoca un aumento della temperatura del fluido operativo.

Poiché assorbendo vapore la soluzione tende a perdere la propria capacità di assorbimento, essa viene condotta all’interno del generatore, dove il fluido operativo si separa dalla soluzione assorbente; questo processo è reso possibile grazie alla somministrazione ad alta temperatura di calore dall’esterno e permette alla soluzione di rigenerarsi, tornando alla concentrazione di partenza. Successivamente la sostanza assorbente ritorna all’assorbitore attraverso una valvola di espansione, mentre il fluido operativo passa in fase liquida all’interno del condensatore, dove si verifica la cessione di calore all’ambiente esterno; esso viene infine riportato nell’evaporatore dopo essere transitato attraverso la valvola di laminazione, che lo porta alla pressione di evaporazione.

1.4 Le sorgenti delle pompe di calore a compressione

Le pompe di calore presenti sul mercato sono suddivise in base alla sorgente esterna da cui assorbono il calore:

- aria;
- acqua;
- suolo (sorgente geotermica).

Dall'altra parte la sorgente interna all'edificio può essere costituita da aria o acqua.

1.4.1 La sorgente aria

L'aria esterna è una fonte energetica illimitata e sempre disponibile: essa si presenta come una sorgente a temperatura variabile. Si verificano infatti escursioni termiche giornaliere e, sul lungo periodo, variazioni di tipo stagionale; nella progettazione di un impianto è quindi importante considerare tali variazioni, attingendo ai valori di temperatura normalizzati per ogni località geografica.

Le pompe di calore aria – aria operano l'effetto utile sull'aria interna degli ambienti da climatizzare attraverso il prelievo di calore dall'aria esterna nel periodo invernale, oppure attraverso la cessione di calore all'esterno nel periodo estivo.

All'interno di questi sistemi, chiamati split, l'energia termica prodotta al condensatore viene indirizzata tramite particolari canalizzazioni ai diffusori, che consentono di scambiare calore con l'aria dell'ambiente interno.

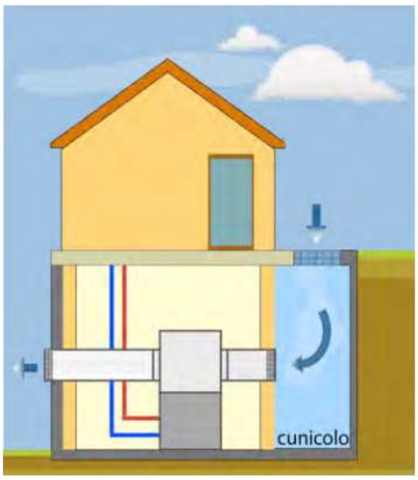


Figura 1.8 – Aria estratta da un cunicolo a temperatura favorevole [5]

Per sfruttare al meglio la sorgente aria esterna può essere vantaggioso articolare l'impianto termico in modo da prelevare la portata d'aria necessaria non direttamente dall'ambiente esterno, bensì da un ambiente termicamente più favorevole; a tale scopo si prestano i cunicoli che circondano i piani interrati delle abitazioni o i vespai areati (Figura 1.8). All'interno di questi ambienti il riparo offerto dalle strutture e l'apporto termico dell'abitazione e del terreno circostante mantengono una temperatura più elevata in inverno e più bassa in estate rispetto all'ambiente esterno: si ottiene così aria in aspirazione alla pompa di calore preriscaldata in inverno e raffrescata in estate, a vantaggio dell'efficienza dell'intero impianto.

Le pompe di calore aria – acqua (Figura 1.9) riscaldano o raffreddano l'acqua contenuta in un circuito che trasporta calore nelle varie zone da climatizzare; vengono solitamente utilizzati fan coils oppure pannelli radianti, che riescono a sfruttare al meglio le basse temperature tipiche delle pompe di calore ad aria.

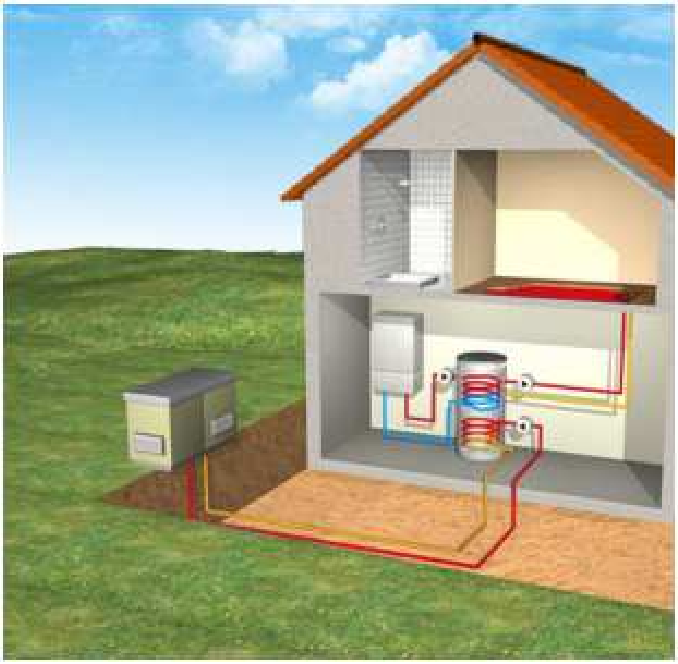


Figura 1.9 – Impianto di una pompa di calore aria – acqua [6]

Gli impianti che sfruttano l'aria come sorgente trovano le condizioni più favorevoli per il loro impiego nelle zone a clima temperato tipiche della maggior parte delle regioni italiane; essi presentano inoltre il vantaggio di non richiedere elevati costi di investimento, a differenza delle pompe di calore a sorgente geotermica.

1.4.2 La sorgente acqua

Le pompe di calore possono sfruttare l'acqua come sorgente di calore esterna a bassa entalpia: l'acqua utilizzata per il processo termico può essere superficiale (mare, lago, fiume) oppure di falda.
I costi di investimento sono superiori rispetto alla soluzione ad aria, a causa della maggiore complessità dell'impianto, che richiede pompe e valvole per la circolazione dell'acqua, eventuale realizzazione di un pozzo artesiano, sistema di smaltimento dell'acqua esausta, preparazione del terreno su cui operare i lavori di interramento delle serpentine per lo scambio di calore.

Le acque sotterranee sono una fonte termica molto appropriata per le pompe di calore, in quanto riescono a mantenere temperature costanti durante l'arco dell'anno: 10÷15°C in condizioni normali, 15÷25°C in zone adiacenti a località termali. La temperatura dell'acqua di falda si attesta, in prossimità della superficie terrestre, alla temperatura media dell'aria esterna e cresce con l'aumentare della profondità: se il punto di prelievo è ad una profondità adeguata le variazioni termiche annuali sono trascurabili.
I sistemi a pompa di calore acqua – acqua possono essere a circuito aperto, sfruttando in modo diretto l'acqua di falda, oppure a circuito chiuso, con un fluido termovettore intermedio come nelle classiche applicazioni geotermiche. Le applicazioni con circuito aperto richiedono la presenza di uno o più pozzi per la captazione dell'acqua e la sua restituzione in falda, come è possibile osservare in Figura 1.10: la progettazione di tali pozzi dipende, oltre che dalle proprietà geologiche del sito, dalla portata d'acqua necessaria alla pompa di calore in considerazione del fatto che la portata necessaria ad 1 kW termico oscilla tra 150 l/h e 200 l/h.
Il prelievo di queste portate deve essere compatibile con i tempi di ricarica della falda e deve essere autorizzato dalle autorità locali.
Il dimensionamento dei pozzi deve essere effettuato in funzione delle portate di transito, in modo da evitare fenomeni di trascinamento e risalita di sporcizia agli organi della pompa di calore; i pozzi, inoltre, devono rispettare una distanza reciproca di almeno 15 m ed il prelievo e lo scarico devono avvenire nel senso di flusso delle acque.



Figura 1.10 – Esempio di pompa di calore acqua – acqua con acqua di falda [6]

In presenza di un bacino superficiale in comunicazione con la falda, la restituzione in falda può avvenire direttamente al suo interno, anziché attraverso un pozzo dedicato (Figura 1.11).

Maggiore affidabilità è garantita da impianti a scambio indiretto con uno scambiatore interposto tra la sorgente ed il circuito lato pompa di calore: si evitano in questo modo i problemi relativi alla qualità delle acque, ottenendo le stesse prestazioni di un circuito chiuso, ma con un minore investimento iniziale.

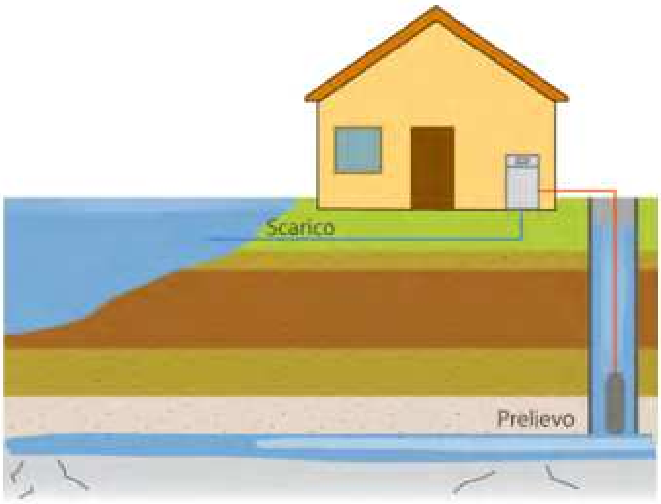


Figura 1.11 – Restituzione dell’acqua di falda tramite acque superficiali [5]

Le acque superficiali presentano una maggiore instabilità termica rispetto alle acque di falda, ma, grazie all’inerzia termica dell’acqua ed alle ingenti masse dei

bacini, sono ancora delle ottime sorgenti per pompe di calore di tipo acqua – acqua .

Il mare costituisce la sorgente termica più sfruttata: nei mari che bagnano l'Italia la temperatura varia da un minimo di 10°C in inverno ad un massimo di 25°C in estate: lo sfruttamento di acque salate amplifica però i fenomeni di corrosione. Fiumi e laghi soffrono un'instabilità più elevata, con temperature, comunque favorevoli, che passano da un minimo di 4–6°C in inverno ad un massimo di 25°C in estate; con queste acque diminuiscono i problemi di corrosione, ma aumentano quelli di filtraggio, per la presenza di materiale in sospensione che viene intercettato prima che il fluido entri in contatto con la pompa di calore.

La quantità di acqua necessaria all'impianto dipende dal fabbisogno termico da soddisfare, nonché dalle condizioni della sorgente: indicativamente per ogni kW di fabbisogno possono occorrere da 250 l/h fino a 400 l/h di acqua.

Lo sfruttamento di acque superficiali può avvenire in modo diretto, facendo passare attraverso uno scambiatore l'acqua della sorgente, oppure in modo indiretto, sfruttando un circuito chiuso intermedio in cui circola un fluido glicolato che consente all'impianto di lavorare in condizioni limite anche a temperature inferiori a 0°C.

Lo scambiatore può essere posizionato direttamente all'interno delle acque superficiali, ad esempio lungo il corso di un fiume (Figura 1.12): si adotta in questo caso uno scambiatore a fascio tubiero, costituito da tubi distanti tra loro almeno 4cm e da un sistema di protezione al fine di evitare intasamenti. Tale sistema garantisce un ottimo scambio termico, ma presenta non poche difficoltà di realizzazione.

La soluzione più utilizzata è rappresentata dallo scambiatore installato direttamente nella pompa di calore: in questo caso di adotta uno scambiatore a piastre, alimentato con acqua di sorgente a perdere in caso di circuito aperto, oppure dal fluido termovettore del circuito chiuso intermedio.

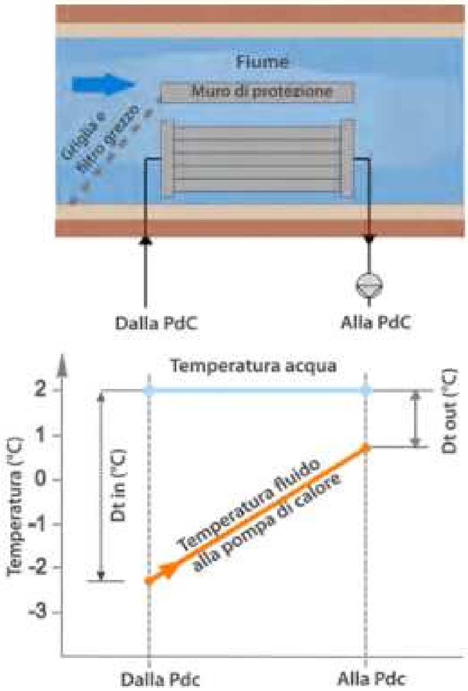


Figura 1.12 – Funzionamento dello scambiatore posto nel corso di un fiume [5]

Anche l'utilizzo delle acque superficiali richiede un'analisi della qualità delle acque, che comporta una progettazione accurata dell'intero sistema, nonché il rispetto di iter burocratici per l'ottenimento delle autorizzazioni necessarie.

1.4.3 La sorgente geotermica

L'energia geotermica è immagazzinata nella crosta terrestre e può essere estratta dalle pompe di calore attraverso dei sistemi di sonde. L'energia geotermica è la somma di due componenti principali: il calore proveniente dagli strati più profondi della Terra ed il calore proveniente dall'ambiente esterno originato dal Sole (Figura 1.13).

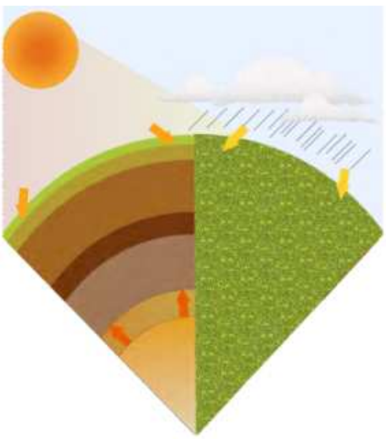


Figura 1.13 – Fonti di energia accumulata nel terreno

Il calore ambiente che si origina dal Sole influenza solo lo strato più superficiale della crosta terrestre e perde di rilevanza già oltre i 20 m di profondità (Figura 1.14). Oltre tale profondità la temperatura del terreno si attesta intorno ai 13–15°C fino a circa 100 m: a questo punto interviene il gradiente geotermico dovuto al calore proveniente dal centro della Terra, con una crescita di temperatura di 30 °C ogni 1000 m.

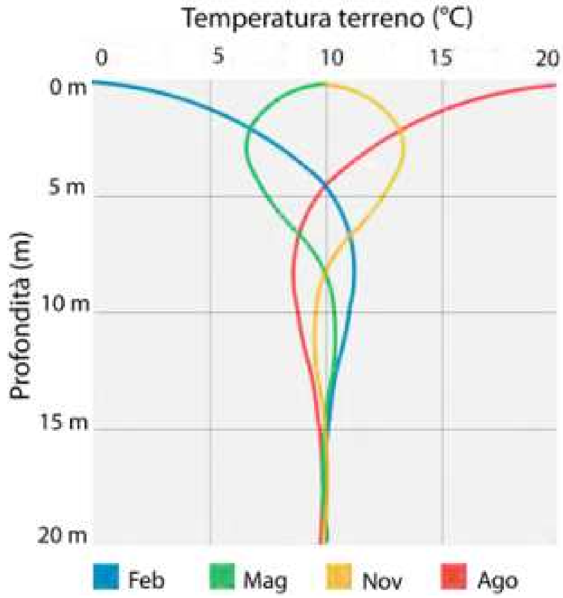


Figura 1.14 – Temperatura del terreno in funzione della profondità [5]

Il valore della temperatura del sottosuolo è il parametro di riferimento necessario a valutare la convenienza economica di un impianto geotermico, poiché permette di stabilire la resa della pompa di calore. Una temperatura prossima ai 10°C indica che il salto termico per un funzionamento su pavimento radiante che lavora a 35°C in inverno è 25°C, mentre un temperatura di 0°C comporta un salto termico di compressione di 35°C.

Salti termici maggiori necessitano di un lavoro di compressione maggiore, con conseguente incremento del fabbisogno elettrico richiesto dalla pompa di calore. I sistemi a ciclo aperto descritti in precedenza, che estraggono acqua di falda, presentano temperature costanti all'evaporatore geotermico, a prescindere dal numero di ore di funzionamento della pompa di calore; i sistemi a ciclo chiuso tipici delle applicazioni geotermiche hanno invece temperature di funzionamento decrescenti all'aumentare della richiesta oraria e in genere più basse di quelle ottenibili dai cicli aperti. Per questo motivo il coefficiente di prestazione dei

sistemi a ciclo aperto è generalmente più elevato di quello ottenibile dai sistemi a ciclo chiuso.

Gli intervalli di temperatura medi che si trovano alle nostre latitudini a diverse profondità sono i seguenti;

- dai 3°C in inverno ai 17°C in estate entro i primi 2 m dal piano campagna;
- 12°C costanti a circa 15 m dal piano campagna.

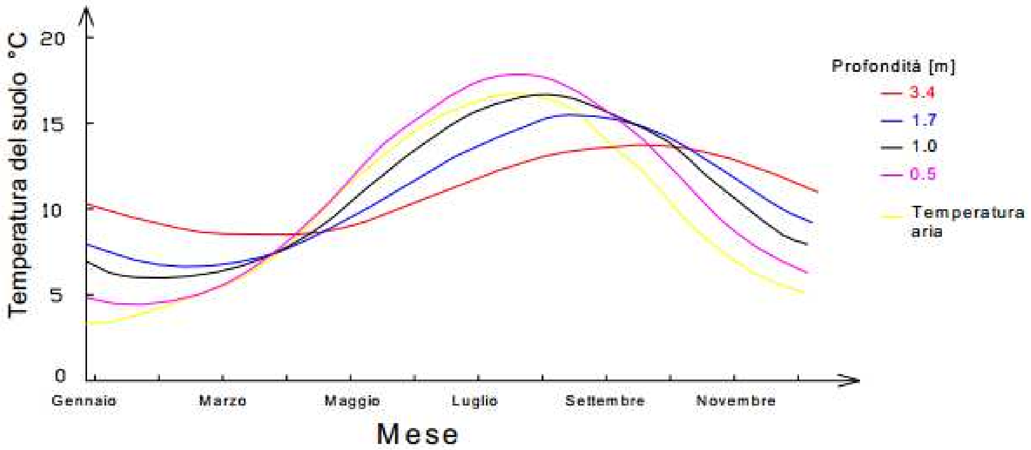


Figura 1.15 – Andamento della temperatura del terreno negli strati superficiali [7]

Il grafico in Figura 1.15 mostra la variabilità della temperatura del sottosuolo nelle diverse stagioni ed indica come l'oscillazione delle temperature del terreno durante l'anno a diverse profondità dal piano campagna è meno marcata con l'incremento della profondità. Il funzionamento invernale delle pompe di calore geotermiche comporta l'estrazione di energia dal sottosuolo, con conseguente diminuzione della temperatura.

I sistemi di captazione superficiali dell'energia sono posizionati in una fascia di terreno influenzata dalla temperatura esterna dell'aria, quindi presentano un margine termico operativo minore rispetto a quello disponibile per i sistemi verticali; lo svantaggio tecnico di questi sistemi, legato alla disponibilità di temperature di evaporazione minori viene, compensato dal sovradimensionamento della rete di captazione orizzontale, dato che per queste tipologie di impianti l'incremento della rete superficiale comporta minimi incrementi di costo rispetto ai sistemi verticali.

La soluzione circolante nelle sonde può raggiungere temperature minori di 0°C, provocando la formazione di cristalli di ghiaccio: per evitare fenomeni di

solidificazione del fluido è necessario aggiungere alla soluzione un liquido antigelo. Queste miscele, a base di glicole etilenico o polipropilenico, permettono di abbassare la temperatura di congelamento del fluido in proporzione alla percentuale in soluzione; di solito, con una percentuale prossima al 20% le temperature di congelamento sono prossime a –10°C. L'utilizzo di queste soluzioni presenta come controindicazione un aumento della viscosità del fluido e una diminuzione della capacità di scambio termico.
All'interno del prossimo capitolo verranno descritte in dettaglio le caratteristiche tecniche delle pompe di calore geotermiche, concentrando l'attenzione sulla scelta fra sonde orizzontali o sonde verticali.

1.5 Vantaggi e limiti delle pompe di calore

Le pompe di calore sono una valida alternativa agli impianti di riscaldamento e condizionamento a combustione tradizionali, grazie al risparmio che è possibile ottenere in termini di energia primaria consumata ed alla conseguente riduzione di emissioni nocive.
Esse presentano i seguenti vantaggi:

- costi di esercizio decisamente minori rispetto ai sistemi di riscaldamento a combustibili fossili; le moderne pompe di calore possono climatizzare gli ambienti e produrre acqua calda sanitaria con un risparmio energetico che va dal 40% al 60% rispetto agli impianti tradizionali. Si ottiene di conseguenza anche una forte riduzione delle emissioni nocive, come ossidi di azoto (NO_x), anidride solforosa (SO_2) e gas serra. Un recente studio realizzato dal Co.Aer, Gruppo Italiano Pompe di Calore, ha concluso che in Italia, sostituendo tutti gli impianti a combustione con pompe di calore ad elevata efficienza, i consumi di combustibile crollerebbero, con un risparmio di 17 Mtep all'anno; questi ultimi, tradotti ai prezzi attuali di petrolio e gas, equivalgono ad una riduzione della spesa pari a 13 miliardi di euro ed a una riduzione delle emissioni pari a 39 milioni di tonnellate di CO_2. Considerando che gli obiettivi dell'Italia relativi al risparmio energetico per il 2020 corrispondono ad una riduzione dei consumi di 40 Mtep, risulta non trascurabile il potenziale delle pompe di calore;

- possibilità di utilizzare un unico impianto per la climatizzazione invernale ed estiva e per la produzione di acqua calda sanitaria. Viene perciò eliminata la doppia gestione dell'impianto aeraulico e di quello idronico;
- la pompa di calore permette il riscaldamento degli ambienti prelevando energia termica a bassa temperatura da una sorgente naturale esterna. Questo processo è reso possibile impiegando non oltre il 20–25% di energia elettrica ed utilizzando per il restante 75% energia rinnovabile (Figura 1.16).

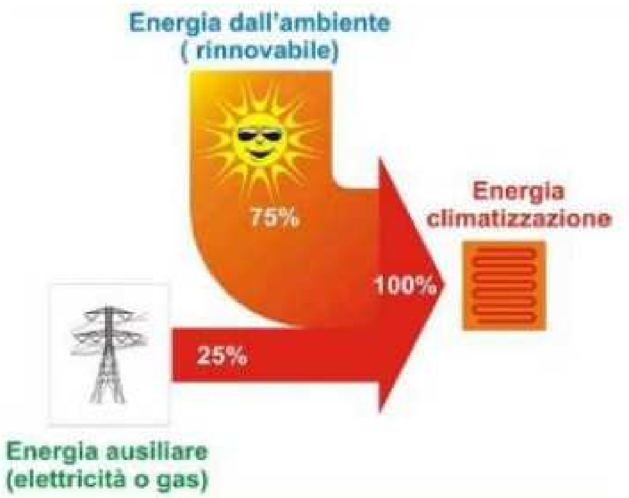


Figura 1.16 – Apporti di energia in una pompa di calore [6]

Estremizzando il sistema, è possibile che la produzione di energia elettrica avvenga attraverso l'utilizzo di tecnologie che sfruttano fonti rinnovabili, come gli impianti fotovoltaici o eolici: in questo modo si opera con un impatto ambientale praticamente nullo, realizzando una pompa di calore completamente "verde".

I limiti delle pompe di calore sono legati alla forte dipendenza del COP dalle temperature della sorgente calda e fredda; le rese inserite nei dati di targa della macchina sono infatti riferite a condizioni operative standard che non considerano variazioni significative di temperatura.

Come ricavato in precedenza dallo studio del ciclo inverso di Carnot, per aumentare l'efficienza energetica del sistema occorre utilizzare l'acqua calda alla temperatura più bassa possibile e sfruttare la sorgente fredda alla temperatura più alta possibile: infatti per massimizzare il COP è necessario avere la più bassa

differenza di temperatura possibile fra le due sorgenti, poiché si riduce il lavoro di compressione.

Per questo motivo il principale limite delle tecnologie a pompa di calore attuali riguarda il problema di produrre acqua calda sanitaria ad elevata temperatura, necessaria per tutelare l'utente dal rischio di legionella.

Come si vedrà in seguito, dallo studio delle proprietà dell'anidride carbonica come fluido refrigerante è possibile ottenere impianti dedicati alla produzione di acqua calda sanitaria, grazie alle elevate temperature dell'acqua che si possono avere in uscita dal gas cooler.

CAPITOLO 2

2.1 Lo scambio termico nel suolo

Il materiale presente nel sottosuolo può essere massivo (roccia) oppure di natura incoerente (terreno). Generalmente è costituito da un sistema trifase composto da una fase solida, una liquida ed una aeriforme: la fase solida corrisponde allo scheletro del mezzo poroso, quella liquida è rappresentata dalla presenza di acqua, mentre quella aeriforme è presente nei vuoti tra i granuli non interessati dalla presenza liquida.

Per definire i rapporti quantitativi tra le diverse fasi sono stati introdotti i seguenti parametri:

- porosità totale;
- grado di saturazione;
- porosità cinematica.

La porosità è il rapporto adimensionale tra il volume dei vuoti ed il volume totale: un indice dei vuoti del 20% indica che 20 parti ogni 100 di terreno incoerente (per esempio sabbia) sono occupate da aria e 80 parti da granuli e acqua.

Il grado di saturazione è il rapporto fra il volume di acqua ed il volume dei vuoti: se è pari a 1 il terreno è completamente saturo, se è pari a 0 il terreno è secco.

La porosità cinematica indica la frazione di acqua presente in un determinato volume, scambiata nel tempo con i volumi adiacenti; la frazione di acqua mobile all'interno di un mezzo trifase è inferiore alla quantità complessiva in esso presente, poiché una parte di acqua aderisce alle particelle solide dello scheletro.

I valori di saturazione e porosità incidono direttamente sulla capacità di accumulare e trasmettere l'energia di un terreno. La capacità di scambio termico di un mezzo poroso aumenta al crescere della frazione satura, mentre una porosità cinematica elevata indica un tasso di ricambio rapido dell'acqua contenuta nel sottosuolo, con conseguente apporto di nuova energia termica.

Il trasferimento dell'energia contenuta nel sottosuolo avviene tramite le seguenti modalità di trasmissione del calore, elencate in ordine di importanza:

- conduzione;

- convezione;
- irraggiamento.

I parametri che definiscono quantitativamente tale scambio energetico sono:

- calore specifico;
- conduttività termica;
- diffusività termica del sottosuolo.

La capacità termica è una grandezza fisica misurata in kJ/m^3K che indica la quantità di energia trasferibile (kJ) contenuta in un materiale di volume pari a $1m^3$, per grado di temperatura; esso indica quindi quanta energia è possibile rimuovere da $1m^3$ di terreno se lo si raffredda di 1 K. Tanto più il valore di questa grandezza è elevato, tanto maggiore sarà l'energia estraibile dalla materia.

Terreni ad elevato contenuto di acqua hanno una capacità termica superiore rispetto a quelli secchi, poiché alla capacità termica dello scheletro solido si somma a quella contenuta negli interstizi vuoti presenti fra i granuli.

La conduttività o conducibilità termica (espressa in W/mK) è il rapporto, in condizioni stazionarie, fra il flusso di calore in un materiale di spessore noto ed il gradiente di temperatura che provoca il passaggio del calore, per cui tale parametro indica se un materiale è un buon conduttore di energia termica.

Ai fini del dimensionamento di un campo geotermico è fondamentale conoscere la conducibilità termica dei materiali costituenti il sottosuolo. Come è possibile osservare in Tabella 2.1 le rocce sono i materiali con maggiore conducibilità.

L'acqua ha un valore di conduttività termica maggiore di quello dell'aria, per cui le ghiaie o le sabbie sature presentano indici più alti rispetto ai terreni secchi.

La diffusività termica è il rapporto tra la conducibilità termica ed il calore specifico: è una caratteristica intrinseca del materiale che rappresenta l'attitudine di una sostanza a trasmettere il calore, misurata in m^2/s.

In un sistema geotermico, dove è importante trasferire energia dal terreno a bassa temperatura ad un edificio a temperatura più alta, elevati valori di diffusività termica del sottosuolo permettono di ottenere elevati rendimenti di trasferimento dell'energia, dato che il sistema di captazione del calore richiede un lavoro minore.

Tipo di sottosuolo	Resa (W/m)
Valori generali*	
Sottosuolo povero e sedimenti secchi	20
Sottosuolo roccioso e sedimenti poveri di acqua	50
Roccia consolidata con elevata conducibilità	70
Valori generali*	
Ghiaia e sabbie secche	< 20
Ghiaia e sabbie sature di acqua	55-65
Ghiaia e sabbia con notevole flusso di acqua di falda	80 - 100
Argilla	30 - 40
Calcare	45 - 60
Arenaria	55 - 65
Rocce magmatiche silicee (granito)	55 - 70
Rocce magmatiche basiche (basalto)	35 - 55
* Questi valori possono variare significativamente a seconda della struttura (presenza di fessure ed alterazioni)	

Tabella 2.1 – Resa termica di diverse tipologie di terreno [5]

La conoscenza geologica del sottosuolo assume pertanto un’importanza fondamentale per un corretto dimensionamento di qualsiasi sistema di cattura del calore, garanzia di un funzionamento continuativo nel tempo dello scambiatore geotermico.

La progettazione dei campi di sonde geotermiche segue due diversi approcci: quello basato sulla potenza estraibile da un’unità di sonda e quello più generale basato sulla quantità di energia da estrarre dal sottosuolo in un’intera stagione invernale. Il numero e la lunghezza delle sonde devono essere scelti sulla base dei seguenti dati di progetto:

- potenza termica della pompa di calore (kW);
- energia annuale estratta dal dominio sotterraneo per la climatizzazione invernale, estiva e la produzione di acqua calda sanitaria (kWh).

La quasi totalità dei metodi di dimensionamento disponibili in letteratura utilizza la seguente relazione di scambio termico:

$$q = L\,\frac{(T_g - T_w)}{R}$$

q = flusso termico tra fluido termovettore della singola sonda e terreno (W);
L = lunghezza totale della sonda (m);
T_g = temperatura media del terreno prima di installare la sonda (K);
T_w = temperatura media del fluido in sonda (K);
R = resistenza termica del terreno per unità di lunghezza della sonda (mK/W).

Le potenze estraibili per metro lineare di sonda sono proporzionali al numero di ore di funzionamento della pompa di calore in una stagione. Una sonda geotermica in genere viene utilizzata per un periodo compreso fra 1800 e 2400 ore stagionali. Nel Nord Italia la stagione invernale ha una durata indicativa di 183 giorni; l'azionamento medio della pompa di calore di 10÷12 ore al giorno nella stagione fredda comporta un numero di ore di funzionamento pari a circa 1800÷2200 ore.

Se l'impianto dovesse azionarsi in media per 20 ore al giorno durante la stagione invernale le ore di funzionamento complessive sarebbero 3600, quindi insorgerebbero problemi di impoverimento energetico del sottosuolo con conseguente riduzione dell'efficienza dell'impianto. In questo caso l'errore di progetto non è geologico ma impiantistico, con sottodimensionamento delle richieste energetiche dell'edificio.

Gli inconvenienti più comuni associati ad un impoverimento progressivo del sottosuolo per eccessivo sfruttamento energetico sono i seguenti:

- i consumi energetici della pompa di calore aumentano;
- le temperature del campo sonde diminuiscono;
- insorgono blocchi macchina con fenomeni di congelamento degli scambiatori geotermici.

2.2 Le sonde geotermiche verticali

Una sonda geotermica verticale (in Figura 2.1 è possibile vederla integrata all'intero impianto domestico) è uno scambiatore geotermico posizionato nel terreno che permette di assorbire o cedere energia termica, per mezzo di un fluido termovettore (acqua con soluzione antigelo). Essa consiste in una perforazione di profondità variabile, al cui interno vengono inserite una o più tubazioni a circuito chiuso; terminate le fasi di perforazione e posa della tubazione si provvede alla cementazione della sonda con una miscela cementizia.



Figura 2.1 – Impianto a pompa di calore con sonde geotermiche verticali [8]

La profondità di progetto per una sonda verticale è variabile tra 80 m e 120 m: le ragioni della scelta di tali misure sono dettate principalmente dalla capacità di tiro

delle macchine perforatrici e dalle misure in commercio per le sonde. È quindi possibile scegliere misure e profondità di perforazione diverse senza correre il rischio di compromettere la funzionalità dello scambiatore geotermico.

Per una corretta realizzazione di una sonda geotermica sono necessarie le seguenti azioni:

- perforare il terreno con l'ausilio di una macchina perforatrice;
- rivestire temporaneamente il foro e sostenerlo con l'ausilio di appositi fanghi di perforazione;
- inserire una sonda di materiale plastico dotata di un piede a U nell'estremità inferiore;
- provvedere alla cementazione della sonda a partire dal basso della perforazione;
- inserire all'interno del tubo sonda un fluido termovettore con proprietà antigelo.

L'immagine di Figura 2.2 rappresenta lo schema tipologico dell'installazione in foro di una sonda geotermica verticale.

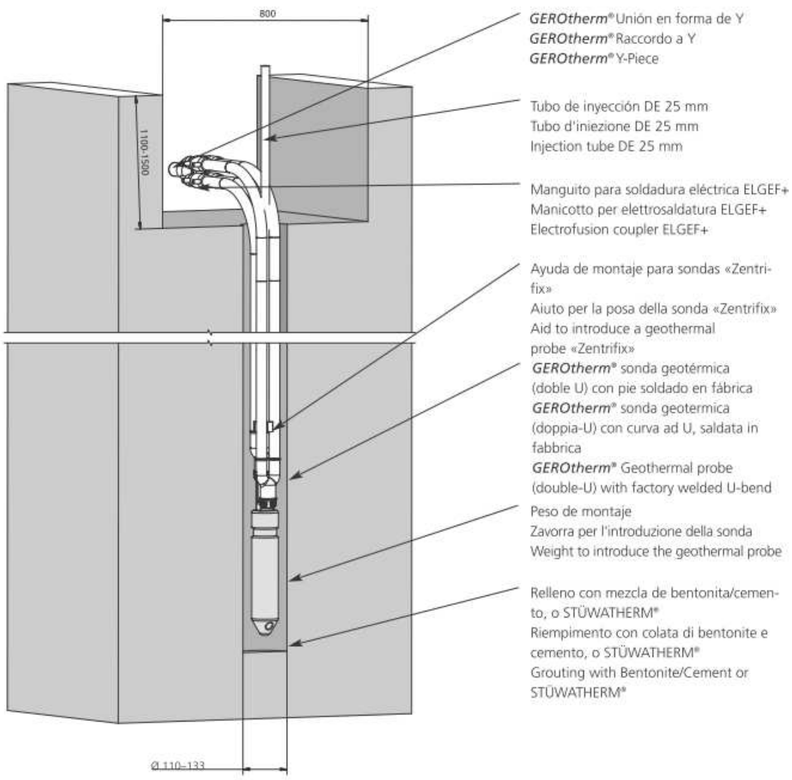


Figura 2.2 – Schema di installazione di una sonda geotermica verticale, fonte catalogo Haka Gerodur [9]

La sonda geotermica, per la sua posizione sotterranea, non può essere soggetta a cicli di manutenzione, pertanto è necessario realizzare questo tipo di installazione con materiali adeguati e con società perforatrici di una certa esperienza. Prima dell'inizio della perforazione è quindi buona norma chiarire il quadro geologico e scegliere l'opportuna tecnica di perforazione.

Il materiale plastico che viene inserito nella perforazione è costituito da una serie di elementi:

- la tubazione;
- il piede sonda;
- il tubo di iniezione per la cementazione;
- la zavorra;
- i distanziali per tubi.

Ad eccezione della zavorra, realizzata in ghisa e materiale metallico, le altre componenti sono di materiale plastico. Il materiale più utilizzato è il PEAD (polietilene ad alta densità), la cui struttura molecolare polimerica è composta da atomi di carbonio ed idrogeno. Esso presenta numerosi vantaggi di carattere meccanico ed idraulico:

- maneggevolezza e leggerezza;
- tenacità;
- ottima resistenza alla corrosione da parte di molti agenti chimici;
- stabilità delle caratteristiche meccaniche nel tempo, tra –60°C e 70°C;
- bassa scabrezza interna del tubo.

Dall'altra parte ha delle caratteristiche non ottimali per le applicazioni geotermiche, fra cui una bassa conducibilità termica (0.38÷0.40 W/mK), che impone l'impiego di materiali con spessori calibrati in modo da poter coniugare la resistenza meccanica alla conduttività termica.

I diametri dei tubi utilizzati sono i seguenti:

- De25 per lunghezze sonda fino a 80 m;
- De32/40 per lunghezze sonda fino a 150 m.

In commercio sono presenti sonde a singolo U o doppio U (Figura 2.3): in generale le sonde a singolo U hanno un diametro di 40 mm, quelle a doppio U di 32 mm. Queste ultime a parità di lunghezza presentano una superficie laterale di

contatto ed un contenuto di acqua maggiore rispetto alla soluzione a singolo U. La sonda ad una guida ha il vantaggio di essere posata in foro, a parità di diametro di perforazione, con un contenuto di miscela di cementazione maggiore: in questo modo le tubazioni risultano meno influenzate reciprocamente dai fluidi caldi e freddi in transito, garantendo uno scambio termico migliore con il sottosuolo. Inoltre, a parità di prestazioni, risulta più economica.



Figura 2.3 – Sonda a singolo o doppio U, fonte catalogo Haka Gerodur

Le sonde geotermiche vengono progettate per resistere a una pressione massima di 16 bar, perciò hanno una struttura monolitica e non presentano giunture interne tranne che in corrispondenza del piede di sonda.

Un altro materiale usato per la realizzazione di sonde è il PEX–a o polietilene reticolato, il quale presenta migliori caratteristiche meccaniche rispetto al PEAD ed ottima resistenza in pressione anche a temperature prossime ai 100°C.

La limitazione alla sua diffusione è probabilmente associata al costo superiore rispetto al più comune PEAD.

Il raccordo ad U che collega la tubazione di mandata con quella di ritorno, rappresentato in Figura 2.4, prende il nome di piede di sonda, realizzato con lo stesso materiale dei tubi.

Esso costituisce l’unico punto di saldatura della sonda geotermica ed è concepito con forme sinuose e dolci in modo da garantire la riduzione delle perdite di carico al fluido in esercizio. Utilizzare in campo una sonda saldata e collaudata in fabbrica permette di rimuovere potenziali errori provocati dalla pratica operativa di saldatura in cantiere.

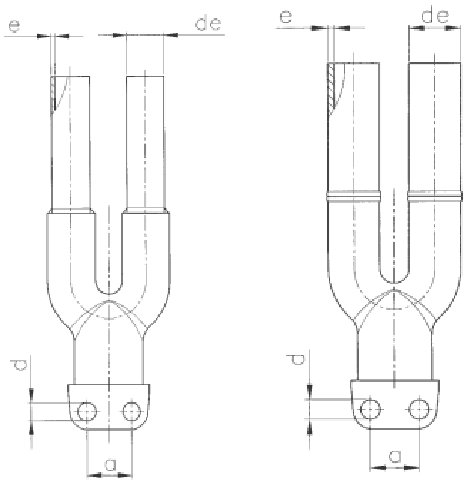


Figura 2.4 – Disegni di piedi di sonda, fonte catalogo Haka Gerodur

L’inserimento di una sonda in una perforazione prevede l’impiego di una zavorra, non indispensabile ma fortemente consigliato in tutti i casi in cui è presente acqua nella perforazione. Tale elemento (Figura 2.5) permette di vincere contemporaneamente spinta idrostatica ed attriti di resistenza laterale fra sonda e pareti della perforazione; a fronte di un costo aggiuntivo permette di velocizzare le operazioni di inserimento della sonda geotermica nella perforazione, minimizzando anche i possibili incagli del piede di sonda.

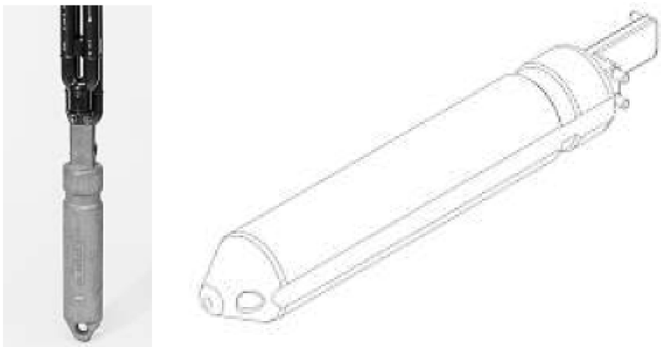


Figura 2.5 – Esempio di zavorra per sonde, fonte catalogo Haka Gerodur

I distanziali per i tubi (Figura 2.6), installati con passo compreso fra i 5 m ed i 10 m sono elementi ad incastro a forma di corona che permettono una corretta distanza tra i tubi di mandata e ritorno delle sonde. L’utilizzo di questi accessori esclude che le tubazioni restino a contatto una volta inserite nel foro: una corretta distanza reciproca permette infatti di incrementare lo scambio termico della sonda con il sottosuolo.

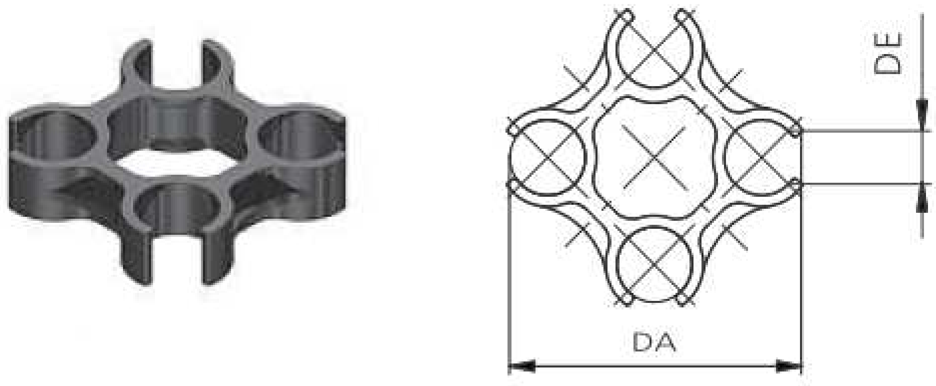


Figura 2.6 – Distanziali per sonde verticali, fonte catalogo Haka Gerodur

Affinché la sonda geotermica lavori in modo corretto nel sottosuolo è necessario che venga minimizzata la presenza di vuoti fra la perforazione ed il tubo in plastica. Una corretta cementazione dell'intercapedine garantisce una perfetta aderenza tra sonda e terreno, indispensabile per avere un funzionamento efficiente nel tempo.

Tale operazione avviene inserendo, contemporaneamente alle sonde verticali, un ulteriore tubo che raggiunge il fondo della perforazione, dal quale viene fatto risalire il fluido di cementazione.

A partire dal 1980, nella realizzazione dei primi impianti negli Stati Uniti sono state utilizzate le seguenti miscele:

- cemento Portland;
- bentonite;
- cuttings di derivazione dalle operazioni di perforazione.

Questi materiali, benché economici, presentano dei limiti che nel tempo possono condizionare la resa termica delle sonde.

Il cemento Portland ha una pessima conduttività termica ed un coefficiente di dilatazione inferiore rispetto al materiale plastico usato nelle sonde. In condizioni di raffreddamento della sonda geotermica è possibile che si verifichi un restringimento del materiale plastico, con distacco della boiacca di cemento; questo distacco implica una diminuzione della superficie di contatto fra sonda e cementazione, provocando di conseguenza una diminuzione della resa termica dell'impianto. La presenza di un'intercapedine d'aria costituisce inoltre una possibile via di infiltrazione d'acqua, magari contaminata, dalla superficie.

La bentonite presenta una conducibilità termica molto bassa, generalmente inferiore a quella dei terreni limitrofi, quindi, sebbene sia economico e di facile installazione, limita la resa termica ottimale dello scambiatore geotermico.
I cuttings, ottenuti dalle operazioni di perforazione di materiali rocciosi, hanno una buona trasmittanza termica, ma la loro forma irregolare e la limitata attitudine al pompaggio in miscele limitano fortemente il loro utilizzo.
Per ovviare a tali problematiche si sono affermate recentemente sul mercato specifiche miscele ternarie, denominate boiacche trifase termo–conduttive, composte in percentuali variabili da cemento, bentonite e sabbia a base di silicio. Il cemento e la bentonite garantiscono impermeabilità, viscosità e potere legante, mentre la sabbia silicea permette di ottenere un incremento delle caratteristiche di conduttività termica.
Sono di seguito elencati alcuni valori di conduttività termica tipici dei diversi materiali di riempimento:

- sabbia satura: 1.7÷2.5 W/mK;
- bentonite: 0.7 W/mK;
- cemento Portland: 0.29 W/mK;
- cemento bentonite: 0.6÷1.2 W/mK;
- premiscelati termicamente migliorati: 1.6÷2.2 W/mK.

L'iniezione della miscela cementante avviene attraverso la messa in opera di un tubo in HDPE fino alla profondità di progetto; esso, posizionato al centro della tubazione ad U, ha in genere un diametro esterno di 25 mm (de25) e può avere caratteristiche inferiori rispetto alle tubazioni utilizzate per la circolazione del fluido termovettore.
La cementazione avviene pertanto operando in superficie, ma iniziando con l'iniezione dal fondo. Una specifica macchina, dotata di un meccanismo a doppia vite per la compressione della miscela, viene collegata alla tubazione di iniezione: per poter cementare 100 m di sonda dal fondo foro sono necessari indicativamente 25 bar. Durante le operazioni di cementazione è opportuno che la tubazione ad U della sonda venga riempita con acqua in pressione; questo accorgimento permette di operare in sicurezza ed evitare che la pressione statica esercitata dalla colonna della cementazione possa generare fenomeni di schiacciamento dei tubi in PEAD.

La miscela di cemento passa da uno stato viscoso allo stato solido nel periodo di maturazione, durante il quale si possono verificare fenomeni di ritiro della miscela; questo fenomeno avviene entro i primi due giorni dalla conclusione della cementazione e in questa fase è buona norma non eseguire operazioni che comportino la deformazione dei condotti in PEAD, come ad esempio le prove di tenuta per il collaudo delle sonde.

2.3 I liquidi antigelo

Date le temperature di esercizio dei fluidi circolanti nelle sonde geotermiche (da –5°C a 10°C) è necessario inserire insieme all'acqua utilizzata come fluido termovettore una soluzione antigelo.
L'acqua presenta un punto di congelamento prossimo a 0°C, ma con formazione di cristalli a partire da 3°C, perciò è necessario inibire la solidificazione del fluido nei circuiti a ciclo chiuso; il grado di protezione al congelamento è proporzionale alla percentuale presente nella soluzione di liquido antigelo.
Tali fluidi hanno le seguenti caratteristiche:

- densità superiore a quella dell'acqua;
- viscosità superiore a quella dell'acqua;
- conducibilità termica inferiore a quella dell'acqua.

L'utilizzo di una miscela antigelo comporta però un incremento delle perdite di carico al circolatore e una diminuzione della capacità di scambio termico della soluzione.
Non esiste un grado di protezione ottimale delle sonde, nonostante in genere si applichi una protezione fino a circa –10°C (20% in volume).
I fluidi antigelo presenti sul mercato sono:

- glicole etilenico;
- glicole propilenico;
- etanolo;
- metanolo.

Nel dimensionamento dei circolatori e dei vasi di espansione è necessario considerare la variazione delle proprietà chimico–fisiche della soluzione in base alla percentuale del liquido antigelo. Ad esempio il glicole ha una densità pari a

1.114 g/cm^3, maggiore rispetto alla densità dell'acqua, ovvero 1 g/cm^3; dall'altra parte presenta una conduttività termica di 0.25 W/mK, inferiore al valore dell'acqua di 0.60 W/mK.

Se si considera una soluzione al 50% di glicole, si ottiene come densità 1.059 g/cm^3 e una conducibilità termica di 0.41 W/mK.

Per la corretta scelta dei vasi di espansione è necessario utilizzare come coefficiente di dilatazione termica di una miscela acqua e glicole il valore 0.07, maggiore di quello dell'acqua pari a 0.045.

2.4 Le sonde geotermiche orizzontali

La diffusione di sistemi geotermici dotati di sonde orizzontali sul territorio italiano è minore rispetto alle sonde verticali; ciò è dovuto alla scarsa disponibilità di terreno a basso prezzo in prossimità di aree edificabili ed alla diffusa concezione secondo cui questa tipologia di impianto sia meno prestante.



Figura 2.7 – Impianto a pompa di calore con sonde geotermiche orizzontali [8]

Un campo di sonde geotermiche orizzontali (Figura 2.7) prevede il posizionamento di tubazioni captanti su una vasta superficie, profondità variabile fra 1 m e 2.5 m dal piano campagna.

Le sonde verticali vengono preferite quando la disponibilità di terreno destinato al cantiere edile è limitata; il costo delle perforazioni è elevato e il posizionamento delle sonde deve essere molto accurato. Le soluzioni orizzontali si applicano quando gli spazi disponibili in prossimità dell'edificio sono ampi, poiché l'estensione della superficie captante è proporzionale alla potenza termica della pompa di calore; il costo complessivo di escavazione del terreno per predisporre l'area alla posa delle tubazioni è poco significativo e la messa in opera dell'impianto non richiede particolari competenze tecniche.

La temperatura di riferimento del sottosuolo in prossimità della superficie è influenzata dalle condizioni meteorologiche esterne; nel periodo invernale si possono raggiungere temperature prossime a 5°C, minori di circa 5÷6°C rispetto a quelle riscontrabili a profondità superiori ai 15 m dal piano campagna. Per ovviare al minore salto termico disponibile i sistemi di captazione orizzontale vengono progettati, a parità di potenza termica, con un numero di metri di sonda maggiore rispetto alle equivalenti soluzioni verticali.

Il loro utilizzo impone inoltre dei vincoli allo sfruttamento futuro dell'area superficiale captante, poiché non è possibile costruire manufatti, piantare alberi ad alto fusto o pianificare future costruzioni.

Fra i criteri di dimensionamento di un campo di sonde orizzontali è opportuno considerare i seguenti aspetti:

- l'irraggiamento medio stagionale al suolo e l'ombreggiamento;
- le temperature medie minime giornaliere della località;
- la piovosità media della località;
- il fabbisogno energetico medio annuo dell'edificio;
- la quantità di energia media annua richiesta.

Rispetto alla soluzione verticale, quella orizzontale ha il vantaggio di una più facile e ciclica rigenerazione energetica per effetto delle piogge primaverili, autunnali e per l'azione dell'irraggiamento solare estivo; nell'arco di un anno, nel Nord Italia, si riscontra una precipitazione media di circa 800 mm/m^2, con

temperatura media di 6÷10°C. L'energia contenuta in questo quantitativo d'acqua è notevole se si considera come limite inferiore di esercizio del campo sonde un temperatura di –3°C.

Per una corretta realizzazione di un campo di sonde geotermiche orizzontale è necessario:

- realizzare uno scavo di profondità variabile fra 1 m e 2.5 m;
- posizionare le sonde geotermiche secondo uno schema predefinito;
- posizionare un letto di sabbia di 5 cm qualora i terreni abbiano una componente clastica spigolosa;
- mettere in pressione le sonde con acqua prima delle operazioni di rinterro;
- coprire lo scavo con il terreno precedentemente rimosso.

In base alle loro geometrie di sviluppo, gli scambiatori a bassa profondità possono essere così classificati (Figura 2.8):

- ➢ scambiatori a serpentini o a chiocciola;
- ➢ scambiatori ad anelli;
- ➢ scambiatori a spirale;
- ➢ scambiatori a canestri.

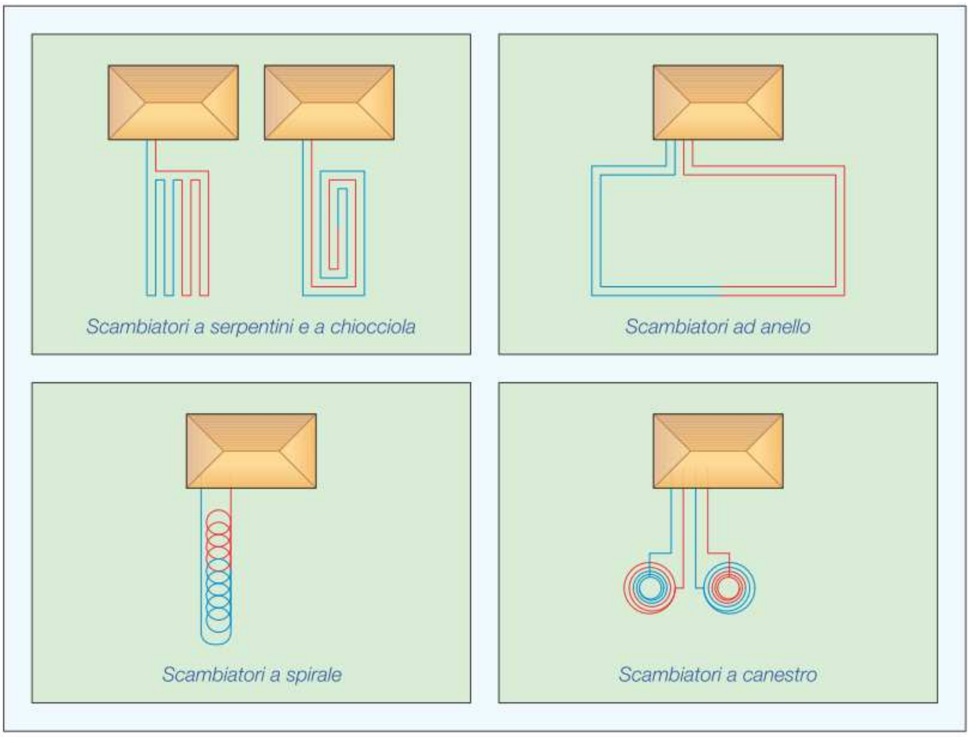


Figura 2.8 – Configurazioni delle sonde geotermiche orizzontali [10]

La scelta della geometria più idonea dipende da diversi fattori, tra i quali la natura del terreno, le sue zone d'ombra, il tipo di vegetazione presente o da piantumare, in quanto la superficie posta sopra gli scambiatori deve essere priva di piante e di qualsiasi altro tipo di vegetazione che può fare ombra.

Le tubazioni impiegate sono in materiale plastico (PEAD) di diametro variabile, generalmente inferiore a 25 mm; per aumentare la capacità di scambio della sonda è possibile utilizzare tubazioni in PEAD PN10, caratterizzate da spessori minori e conduttività termica maggiore rispetto alle più comuni PN16. Nel caso in cui vengano scelte tubazioni di minore resistenza alla pressione è necessario prestare molta attenzione durante le operazioni di rinterro, affinché siano evitati possibili schiacciamenti delle sonde. Queste ultime vengono posate a terra con un passo variabile tra 20 cm e 50 cm; prima di effettuare la scelta del passo di posa è necessario verificare che l'energia contenuta nel terreno interessato alla captazione sia maggiore della potenza termica richiesta dalla pompa di calore per la climatizzazione stagionale dell'edificio.

Il calcolo dell'energia contenuta nel sottosuolo viene condotto utilizzando i valori di capacità termica delle rocce, attraverso la stima del volume del sistema di captazione, e stimando il salto termico fra terreno e condizioni limite di funzionamento macchina; i valori delle precipitazioni medie e dell'irraggiamento locale vengono impiegati per calcolare la frazione di energia rigenerabile su base annua.

I sistemi orizzontali, in occasione di inverni particolarmente freddi, possono essere soggetti a brevi periodi di funzionamento, con temperatura del fluido termovettore inferiore a –3°C. Per evitare che tale condizione operativa comprometta il funzionamento dell'intero impianto, la soglia di protezione antigelo è fissata a –15°C, imponendo una percentuale di glicole pari a circa il 30% in peso.

CAPITOLO 3

3.1 Introduzione ai fluidi frigoriferi

I fluidi frigoriferi sono i fluidi operativi delle macchine utilizzate nel settore della refrigerazione, nel condizionamento dell'aria e nei sistemi a pompa di calore.
Un fluido frigorifero ideale deve possedere tutte le seguenti caratteristiche [11]:

- deve evaporare e condensare a temperature e pressioni adatte al campo di utilizzo ed il punto di funzionamento nel diagramma delle fasi deve cadere al di sopra del punto triplo, in quanto al di sotto si avrebbe solo transizione solido–vapore;
- all'interno del campo di lavoro deve mantenere una pressione maggiore di quella atmosferica per evitare rientrate di aria umida nell'impianto, anche nel caso di difetti di tenuta dell'impianto: l'ingresso di aria è da evitarsi in quanto potrebbe contenere degli incondensabili che potrebbero risultare dannosi, mentre l'acqua potrebbe solidificare;
- per ridurre il consumo di energia per la compressione occorre avere un rapporto tra le pressioni di condensazione ed evaporazione non troppo elevato;
- deve avere un elevato calore specifico del vapore in modo da non avere una temperatura di fine compressione eccessivamente alta: infatti, tanto più il calore specifico è basso, tanto più sarà alto il salto di temperatura tra ingresso e uscita dal compressore, che può causare problemi di carbonizzazione degli oli presenti a fine compressione;
- deve possedere, alla temperatura di evaporazione, un elevato valore del calore latente di cambiamento di fase per evitare di dover incrementare la portata di fluido;
- deve avere elevata densità, a cui corrispondono portate volumetriche basse per unità di flusso termico asportato;
- non deve aggredire chimicamente i componenti del ciclo: non aggredire i metalli, avere un comportamento dielettrico per non interferire con gli avvolgimenti del motore, compatibilità con gli oli lubrificanti.

Oltre a tutti questi fattori tecnici ne esistono altri due più generali:

- il fluido deve essere sicuro: non tossico e non infiammabile;
- il fluido non deve essere dannoso per l'ambiente, per non aggravare i problemi legati all'effetto serra e al buco dell’ozono.

Poiché un fluido che soddisfi tutte queste caratteristiche contemporaneamente non esiste, si è sempre cercato di trovare il fluido migliore a seconda delle esigenze del periodo storico nel quale ci si trovava e per l'applicazione richiesta.

3.2 Designazione numerica dei refrigeranti

All’interno di una normativa redatta dall’ASHRAE, associazione statunitense degli operatori della refrigerazione e condizionamento dell’aria, vengono indicati i criteri per la classificazione e la denominazione dei fluidi frigorigeni: si tratta della norma ANSI/ASHRAE *Standard 34-1992* dal titolo *Number Designation and Safety Classification of Refrigerants*. I fluidi frigoriferi vengono rappresentati dalla lettera R, seguita da una stringa alfa–numerica. Per i prodotti puri derivati da metano, etano o propano per sostituzione degli atomi di idrogeno con atomi di fluoro o cloro, la stringa è costituita da due o tre cifre (R–XYZ), secondo la seguente regola [12]:

- la prima cifra rappresenta il numero di atomi di carbonio nC della molecola diminuita di un’unità

  $$X = nC - 1$$

  se X = 0, come per i derivati del metano, la prima cifra si omette;
- la seconda cifra Y indica il numero degli atomi di idrogeno nH nella molecola aumentato di un’unità

  $$Y = nH + 1$$

  secondo questo criterio i composti in cui tutti gli atomi di idrogeno vengono sostituiti da cloro e fluoro sono caratterizzati dall’avere come seconda cifra il numero 1;
- la terza cifra Z indica il numero di atomo di fluoro che sono presenti nella molecola

  $$Z = nF$$

Il numero di atomi di cloro nCl presenti nella molecola è ricavabile sottraendo la somma degli atomi di fluoro e idrogeno dal numero totale di atomi che possono legarsi al carbonio.

I derivati dell'etano e del propano ammettono isomeri, ovvero composti con la medesima composizione chimica, ma struttura molecolare diversa; per distinguere i diversi isomeri si completa la stringa alfanumerica con una o più lettere minuscole.

I fluidi frigorigeni in forma di miscele pluricomponenti sono raggruppati nelle serie R–400 (miscele zeotropiche) e R–500 (miscele azeotropiche): in questo caso il numero definisce una miscela costituita da determinati componenti, mentre una lettera maiuscola che può seguire tale sigla corrisponde ad una diversa composizione della stessa miscela.

Ai prodotti inorganici utilizzabili come fluidi frigorigeni è riservata la serie R–700: il numero identificativo del prodotto si ottiene aggiungendo a 700 la massa molecolare relativa della particolare sostanza (per esempio R–717 per l'ammoniaca, R–718 per l'acqua, R–744 per l'anidride carbonica). La R–600 è infine riservata a prodotti miscellanei. Nella stessa norma vengono riportate anche le sei classi in cui sono suddivisi i fluidi in base alle loro caratteristiche di tossicità ed infiammabilità: A1, A2, A3, B1, B2, B3. I termini A e B contraddistinguono la tossicità di un prodotto, le cifre 1, 2, 3 riguardano l'infiammabilità.

- *Classe A*: fluidi frigorigeni per i quali non sono stati individuati effetti tossici per una concentrazione in aria minore o uguale a 400 ppm;
- *Classe B*: fluidi frigorigeni per i quali vi è evidenza di effetti tossici per una concentrazione in aria minore di 400 ppm;
- *Classe 1*: fluidi frigorigeni che non presentano propagazione di fiamma in aria ad 1 atm e 21°C;
- *Classe 2*: fluidi frigorigeni moderatamente infiammabili in aria a 1 atm e 21°C;
- *Classe 3*: fluidi frigorigeni altamente infiammabili in aria a 1 atm e 21°C.

3.3 I fluidi naturali

I fluidi refrigeranti naturali sono l'ammoniaca, l'anidride carbonica, l'acqua e gli idrocarburi. L'inizio della loro applicazione risale alla metà del diciannovesimo secolo, quando furono introdotti i nuovi sistemi di refrigerazione: nel 1834 Perkins introdusse il primo refrigerante, l'anidride solforosa. Tra il 1840 e il 1920 i refrigeranti più diffusi erano l'ammoniaca (NH_3) per sistemi statici di media e grande taglia, l'anidride solforosa (SO_2) per sistemi domestici e piccoli impianti commerciali e l'anidride carbonica (CO_2) per installazioni navali condensate ad acqua.

Gli idrocarburi sono ancora molto presenti nella refrigerazione industriale, ma anche in quella domestica e in alcune unità di condizionamento dell'aria: questi fluidi hanno però il difetto di essere altamente infiammabili. L'ammoniaca, che invece presenta il problema di essere infiammabile e tossica, è ancora molto usata nel trattamento e conservazione dei prodotti alimentari, mentre una sua nuova applicazione riguarda i chiller per l'aria condizionata.

Successivamente all'introduzione dei fluidi sintetici, alcuni fluidi naturali sono scomparsi definitivamente, come l'anidride solforosa, mentre altri che furono abbandonati nel passato stanno riacquistando considerazione, come l'anidride carbonica.

3.4 I fluidi sintetici: nascita e sviluppo

Per la pericolosità di alcuni fluidi naturali utilizzati fino ad allora, negli anni Trenta si cercarono nuove soluzioni. La Frigidaire propose sul mercato nuovi refrigeranti che consentivano una maggiore sicurezza d'uso: i fluidi clorurati. Di questi fanno parte gli R11 ed R12 e successivamente gli R22 ed R502. Con questi fluidi fu possibile avere sostanze stabili chimicamente, con buone proprietà termodinamiche, non tossiche e non infiammabili. Queste sostanze hanno preso il nome di CFC (clorofluorocarburi) e HCFC (idroclorofluorocarburi).

I CFC sono prodotti di sintesi derivanti dai primi idrocarburi della serie paraffina satura, metano (CH_4) ed etano (C_2H_6), mediante sostituzione di tutti gli atomi di idrogeno della molecola con atomi di cloro (Cl) e fluoro (F).

Gli idroclorofluorocarburi sono sostanze simili alle precedenti, ma nella molecola rimangono atomi di idrogeno, che rendono la composizione del fluido meno stabile in atmosfera, dove si decompone rapidamente senza compromettere la stabilità chimica e fisica del refrigerante all'interno del'impianto frigorifero.
I fluidi refrigeranti di questa specie si differenziano uno dall'altro proprio per il diverso numero di atomi di cloro, fluoro e carbonio.
Tutti i refrigeranti sintetici CFC possiedono le seguenti caratteristiche:

- mantengono inalterate le loro proprietà nelle più varie condizioni fisiche a cui si possono trovare e perciò sono detti stabili chimicamente;
- non sono tossici per l'uomo;
- non sono infiammabili;
- alla pressione atmosferica presentano una bassa temperatura di ebollizione;
- non presentano particolari problemi di compatibilità con i componenti e i materiali del ciclo: sono solubili con gli oli lubrificanti del compressore, compatibili con i materiali elettrici del motore e coi metalli presenti nel circuito.
- vengono prodotti a costi relativamente contenuti.

Grazie a queste caratteristiche positive, a partire dagli anni Trenta, quando furono messi in commercio, questi fluidi hanno iniziato a diffondersi e a sostituire quelli già utilizzati nel campo della refrigerazione e del condizionamento. Inoltre, negli anni seguenti è stato possibile produrre fluidi sintetici con migliori caratteristiche termodinamiche ed a costi sempre più contenuti.
Poiché la presenza di cloro negli HCFC causa un impatto non nullo sull'impoverimento dello strato di ozono atmosferico, si è cercato di eliminarlo dai composti: la completa sostituzione degli atomi di cloro con atomi di idrogeno ha portato alla nascita degli HFC (idrofluorocarburi). Questi refrigeranti incidono negativamente in termini di effetto serra ed il loro successo non è stato esaltante anche per la difficoltà delle operazioni di retrofit dei vecchi impianti; uno dei pochi HFC che si è imposto sul mercato è stato l’R134a, che ha sostituito l’R12 alle medie ed alte temperature e nella refrigerazione domestica. Dopo il divieto di utilizzo dell’R22, è stato impiegato anche negli impianti di climatizzazione dei

veicoli, a discapito della resa frigorifera, in quanto quella che fornisce l'R134a è inferiore rispetto quella dell'R12.

3.5 Le miscele

Quando si combinano due fluidi aventi la stessa natura chimica, fra loro inerti, si ottiene una miscela le cui proprietà dipendono da quelle dei componenti.
L'evaporazione di una miscela presenta alcune importanti caratteristiche:

- la temperatura non resta costante nel corso dell'evaporazione, poiché tende ad innalzarsi progressivamente;
- la composizione del liquido e del vapore sviluppato variano progressivamente;
- solo al termine del processo si ritrovano le proporzioni iniziali della miscela allo stato liquido.

Considerando, però, una miscela composta da componenti in proporzione ben definita, è possibile ottenere un composto le cui proprietà fisiche sono completamente diverse da quelle di una generica miscela, in quanto:

- il punto di ebollizione è più basso di quello dei singoli componenti che la compongono;
- l'evaporazione si svolge a temperatura costante, con composizione costante sia per il liquido che per il vapore.

In base alle proprietà fisiche e chimiche, esse si suddividono in:

- miscele azeotropiche: realizzano i processi di cambiamento di fase a pressione e temperatura costanti, comportandosi come fluidi frigorigeni puri; inoltre mantengono costante la loro composizione chimica in caso di fughe dal circuito all'interno del quale sono contenute;
- miscele zeotropiche: durante il cambiamento di fase sono caratterizzate da uno scostamento di temperatura, detto glide; questo può provocare una variazione nella composizione della miscela, il cosiddetto frazionamento, sia durante la fase di carica che nel caso di fughe, in quanto diminuisce il contenuto del componente più volatile;
- miscele quasi azeotropiche: tali miscele presentano un leggero scorrimento della temperatura durante il cambiamento di fase in misura

da non provocare effetti apprezzabili sulle prestazioni e la sicurezza dell'impianto.

Un esempio di miscela utilizzata nel campo della refrigerazione è il fluido R410a, composto da R32 (difluorometano, CH_2F_2) e R125 (pentafluoroetano, C_2HF_5), con comportamento quasi azeotropico, ovvero con glide trascurabile.

Rispetto all'R32 esso presenta una minore efficienza teorica a causa della sua bassa temperatura critica e delle pressioni operative più elevate; tale limite è però compensato con migliori caratteristiche di scambio termico.

L'R410a è una miscela molto densa in fase di vapore , perciò è possibile sfruttare, a parità di potenza resa, componenti meccanici e tubazioni di ridotta grandezza, così come è possibile ridurre la carica del fluido.

3.6 Gli indici di impatto ambientale

A causa dell'elevato impatto ambientale dei fluidi frigorigeni sintetici CFC, HCFC e HFC, responsabili dei danni allo strato di ozono stratosferico e dell'aumento dell'effetto serra, sono stati definiti alcuni indici di compatibilità ambientale:

- ODP (Ozone Depletion Potenzial): indica la potenzialità distruttiva di un fluido sull'ozonosfera ed è calcolato come il rapporto tra la variazione di altezza della colonna di ozono calcolata per unità di massa di refrigerante immessa in atmosfera con la corrispondente variazione calcolata per unità di massa di R11.
- GWP (Global Warming Potential): esprime il potenziale di effetto serra di una sostanza ed è definito come il rapporto tra l'effetto serra in un prefissato intervallo di tempo dovuto all'emissione di un'unità di massa di refrigerante e l'effetto serra dovuto all'emissione di un'unità di massa di anidride carbonica nello stesso tempo.

Nella Tabella 3.1vengono presentati gli indici di impatto ambientale dei principali fluidi.

Fluido (miscele)	ODP (R11=1)	Vita media atmosferica (anni)	GWP CO_2 = 1 100 anni
R 11	1	45	3800
R 12	1	100	8500
R 22	0,034	11,8	1500
R 502 (R 22 / 115)	0,3	11,8 / 1700	5490
R 123	0,012	1,4	90
R 134a	0	13,6	1300
R 407C (R 32/125/134a	0	6 / 33 / 13,6	1500
R 410A (R 32/125)	0	6 / 33	1700
R 717 (ammoniaca)	0	1	< 1
R 290 (propano)	0	3	20

Tabella 3.1 – Indici di impatto ambientale [11]

3.7 Problematiche ambientali e declino dei fluidi sintetici

Fino agli Anni ’70 l’uso dei fluidi sintetici fu totale in tutti gli impianti, fino alla pubblicazione di alcuni studi effettuati in Antartide da due scienziati americani, Rowland e Molina, premiati successivamente con il Nobel per la Chimica: essi nel 1974 illustrarono l’azione dannosa del cloro contenuto nei CFC nei confronti dello strato di ozono atmosferico, poiché la composizione di tali fluidi è talmente stabile da rimanere invariata per decine di anni una volta immessi in atmosfera. Durante questo periodo di tempo tali fluidi rimangono nella troposfera a bassa quota, sotto forma di gas, senza che si presenti alcuna reazione chimica o pericolo per l’uomo. Tuttavia, alcune quantità significative possono raggiungere gli strati più elevati dell’atmosfera terrestre, dove la radiazione ultravioletta emessa dal Sole è in grado di distruggere i legami molecolari dei composti; in questo modo si liberano atomi di cloro e fluoro altamente reattivi che si legano alle molecole di ozono, andando a ridurre lo strato protettivo da esso costituito. Si genera così il cosiddetto fenomeno del buco dell’ozono, ovvero l’incapacità da parte dell’atmosfera terrestre di assorbire i raggi ultravioletti emessi dalle radiazioni solari, altamente pericolosi per la salute dell’uomo e responsabili dello scioglimento dei ghiacci ai poli. Inoltre la stabilità chimica dei CFC ed il loro accumulo nella stratosfera accentuano in modo significativo anche il fenomeno dell’effetto serra.

Tramite il Protocollo di Montreal del 1987, al quale aderirono più di trenta Nazioni, fra cui Stati Uniti, Giappone e l’allora Comunità Economica Europea, si stabilì la progressiva riduzione nel tempo dei refrigeranti CFC, fino ad una

diminuzione del 50% della produzione e dei consumi entro il 1999. Nel 1990, in occasione della Conferenza di Londra, si decise la sospensione della loro produzione entro il 2000. Nel 1992 a Copenaghen si riunirono gli Stati aderenti al Protocollo di Montreal e si decise di anticipare al 1996 il bando dei CFC e, contemporaneamente, si indicarono come sostanze lesive dell'ozonosfera anche gli HCFC, nonostante siano caratterizzati da una minore stabilità per la presenza di atomi di idrogeno nelle molecole. Nel 1994 venne approvato il regolamento europeo 3093/94 che fissava definitivamente l'arresto dell'utilizzo dei CFC al 31 dicembre 1999 ed indicava le varie tappe da seguire nella riduzione della produzione degli HCFC:

- dal 2004 riduzione del 35%
- dal 2010 riduzione del 65%
- dal 2015 riduzione del 90%
- dal 2020 riduzione del 99.5%
- dal 2030 divieto di produzione
- dal 2040 messa al bando anche nei Paesi in via di sviluppo.

Durante la Conferenza di Kyoto del 1997 si decise di includere anche i refrigeranti HFC tra le sostanze responsabili dell'effetto serra e, in particolare l'R134a, molto utilizzato negli impianti di climatizzazione mobile. Per ridurre l'effetto serra delle macchine frigorifere sono stati individuati i seguenti interventi:

- riduzione della carica o delle perdite di carica all'interno dell'impianto;
- miglioramento dell'efficienza delle macchine frigorifere;
- ricerca di fluidi non nocivi per l'ambiente, ovvero privi di potenzialità distruttiva sull'ozono stratosferico e con limitato impatto sull'effetto serra [13].

3.8 Le alternative ai fluidi sintetici

Per i motivi ambientali elencati in precedenza è necessario adottare fluidi in grado di sostituire i CFC e gli HCFC:

- gli idrofluorocarburi;
- i fluidi naturali.

Gli HFC sono innocui verso l'ozono stratosferico dato che non contengono cloro o bromo nella molecola, ma hanno un elevato potenziale di effetto serra, perciò anch'essi sono stati inseriti nel Protocollo di Kyoto come fluidi candidati alla dismissione. Tra i fluidi naturali sono da prendere in considerazione gli idrocarburi, l'ammoniaca e l'anidride carbonica.

Il principale problema degli idrocarburi è la sicurezza, a causa della loro infiammabilità, perciò vengono utilizzati solo in applicazioni dove è richiesta una bassa carica di refrigerante. Dall'altra parte l’ammoniaca crea problemi per la sua tossicità, poiché sia in fase liquida che gassosa può provocare ustioni alla pelle ed all’apparato respiratorio; è classificata moderatamente infiammabile, ma diventa esplosiva nel momento in cui la sua concentrazione nell’aria risulta essere fra il 13% e il 27%. Inoltre, a contatto con il rame può provocare importanti corrosioni che possono incidere sul funzionamento dei vari componenti del circuito frigorifero.

L'anidride carbonica non è né infiammabile né tossica ed è compatibile nei confronti della maggior parte dei materiali metallici ed elastomerici. Come fluido è facilmente reperibile, economico ed ha un impatto ambientale estremamente ridotto, dato che il suo potenziale di effetto serra è unitario, ma può anche essere considerato nullo se tale fluido frigorigeno viene recuperato come prodotto di scarto di attività industriali. Negli ultimi anni numerose sperimentazioni industriali ed accademiche stanno cercando di determinare se l'efficienza energetica ed il costo degli impianti operanti con anidride carbonica possano competere con le soluzioni tradizionali attualmente in commercio.

CAPITOLO 4

4.1 L'anidride carbonica come fluido refrigerante (R744)

La scoperta dell'anidride carbonica fu opera di un medico inglese, James Blank, che nel 1755, facendo degli esperimenti con il carbonato di magnesio, individuò questa sostanza. Venne molto usata come fluido di lavoro nelle macchine a compressione di vapore fino al 1940, quando fu abbandonata. Già nel 1866 Thaddeus Lowe riuscì ad adattare un compressore per il funzionamento ad anidride carbonica, costruendo un apparecchio per la produzione di ghiaccio. Nel 1886 Franz Windhausen brevettò un nuovo compressore ad R744, denominazione fornita alla CO_2 come fluido refrigerante, sviluppato in seguito dalla British Company J&E Hall. Nel 1889 si arrivò alla costruzione di un impianto ad anidride carbonica a due stadi più efficiente. Questo tipo di impianto si diffuse negli anni successivi soprattutto a bordo delle navi: alla fine dell'Ottocento l'R744 era il refrigerante più usato in quanto offriva una serie di vantaggi, come il ridotto costo, buone proprietà termodinamiche e la non tossicità del fluido in caso di fughe dall'impianto. Poiché come fluido di raffreddamento del condensatore si utilizzava l'acqua di mare (fredda nei mari del Nord dove si concentravano le rotte) il ciclo ad anidride carbonica risultava subcritico. Con l'introduzione dei condensatori ad aria, che fecero aumentare le temperature di condensazione, si perse efficienza energetica e, anche in queste applicazioni, l'anidride carbonica venne sostituita da altri fluidi, come l'ammoniaca. Solo a partire dal 1932 la CO_2 tornò ad essere utilizzata, anche se solamente in impianti a cascata, insieme all'ammoniaca. All'inizio degli anni Trenta i nuovi fluidi refrigeranti sintetici entrarono in commercio e causarono un rapido declino dell'anidride carbonica, anche per la sua bassa efficienza energetica e per la notevole diminuzione della potenza refrigerante all'aumentare della temperatura dell'ambiente esterno. Solo il diffondersi di una nuova sensibilità ambientalista, sviluppatasi negli ultimi anni, hanno messo in crisi l'utilizzo dei fluidi sintetici e portato ad una riscoperta dell'anidride carbonica. Nel 1990 Gustav Lorentzen propose un impianto di condizionamento per autoveicoli funzionante mediante un ciclo transcritico ad R744. A partire dell'introduzione di questo nuovo ciclo transcritico si sono diffusi

molti studi sull'utilizzo dell'anidride carbonica, in particolare per impianti di refrigerazione industriale.

4.2 Le proprietà dell'anidride carbonica

La CO_2, presente in atmosfera allo stato gassoso con percentuali vicine allo 0.035%, vanta una serie di caratteristiche ideali per ciò che concerne il suo utilizzo nelle pompe di calore a compressione di vapore:

- nonostante la bassa concentrazione in atmosfera è facilmente reperibile ad un costo piuttosto basso, poiché è un prodotto di scarto di numerosi processi tecnologici;
- è caratterizzata da un coefficiente di Global Warming Potential GWP=1. Il suo impatto ambientale relativo all'effetto serra è notevolmente inferiore rispetto a quello degli altri fluidi frigoriferi;
- presenta un valore del coefficiente ODP nullo. Per questo, anche se emessa in atmosfera sotto forma di gas, la CO_2 non modifica la concentrazione dell'ozono stratosferico;
- è una sostanza non infiammabile, non tossica e in condizioni normali è inodore. Sotto forma di gas è però più densa dell'aria, perciò si accumula nelle zone inferiori di eventuali ambienti non ventilati e, in caso di elevate concentrazioni, può portare al soffocamento per mancanza di ossigeno;
- è una sostanza inerte, quindi è compatibile con tutti i comuni materiali utilizzati per la costruzione di un circuito frigorifero;
- a pressione atmosferica e temperatura di 0°C ha densità pari a 1.977kg/m^3, ovvero il 50% maggiore di quella dell'aria alle medesime condizioni, perciò il suo utilizzo richiede portate volumetriche minori.

4.2.1 Le proprietà termodinamiche

Le proprietà fisiche dell'R744 si discostano in modo significativo da quelle dei fluidi sintetici normalmente utilizzati nei circuiti frigoriferi. Attraverso il diagramma di fase di Figura 4.1 vengono identificati i punti di maggior interesse:

- Punto critico: T = 30.98°C, p = 73.8 bar;

- Punto triplo: T = –56.55°C, p = 5.2 bar.

La Tabella 4.1 mette a confronto alcune proprietà caratteristiche dell'anidride carbonica con quelle di alcuni fluidi sintetici e di un fluido naturale come l'ammoniaca. Si nota un effetto frigorifero volumetrico molto maggiore: ciò implica una capacità frigorifera alla temperatura di –20°C almeno quattro volte maggiore rispetto agli altri fluidi a parità di ingombro della macchina, quindi si potranno ottenere dimensioni molto ridotte dei componenti dell'impianto.

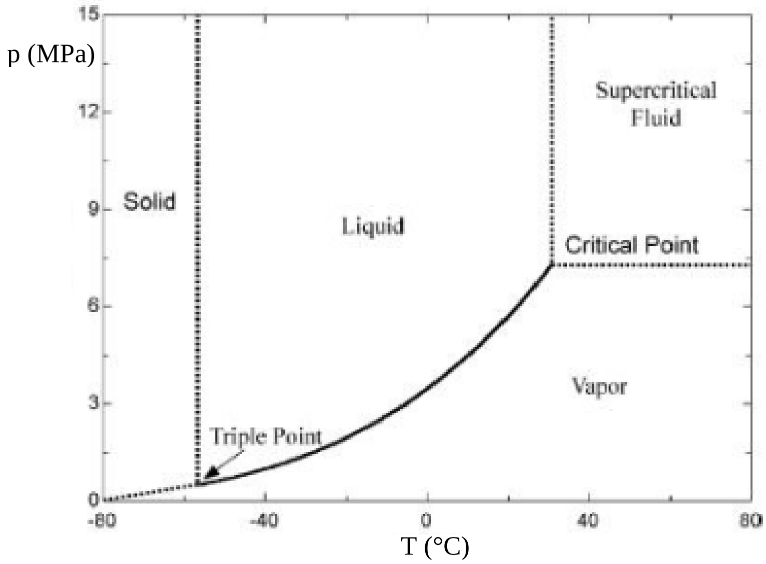


Figura 4.1 – Punto triplo e punto critico nel diagramma di fase della CO_2 [14]

	Massa molare	Temperatura critica	Pressione critica	Δh_{lv} (-20°C)	Pressione di saturazione (-20°C)	(+30°C)
	kg/kmol	°C	bar	kJ/m3	bar	bar
CO2	44,01	31,05	73,84	14592	19,670	72,1
R22	86,47	96,15	49,90	2371	2,453	11,9
R134a	102,03	101,06	40,59	144	1,327	7,7
R410A	72,59	71,36	49,03	3756	4,007	18,9
NH3	17,03	132,25	113,33	2131	1,901	11,7

Tabella 4.1 – Confronto fra le proprietà termofisiche di diversi fluidi [13]

Dal confronto è possibile notare come l'utilizzo dell'anidride carbonica nei cicli inversi sia più problematico rispetto ai tradizionali fluidi frigorigeni, poiché è necessario sviluppare pressioni molto più elevate anche per temperature piuttosto modeste; inoltre è evidente come i cicli subcritici non possano essere la soluzione adatta in un impianto frigorifero e soprattutto in un impianto a pompa di calore a

causa della bassa temperatura del punto critico, che non consente un efficace scambio termico. La maggiore resistenza meccanica richiesta per l'applicazione della CO_2 viene però in parte controbilanciata dalla minore taglia dei componenti, dovuta alla minore portata volumetrica richiesta.

Una volta determinata la geometria degli scambiatori, l'R744 permette di ottenere elevati coefficienti di scambio termico, infatti possiede un'elevata conducibilità termica sia in fase liquida che in fase gassosa, in cui si trova anche in condizioni di elevata densità; in particolare, come indicato in Figura 4.2, la conducibilità termica presenta un massimo in corrispondenza del punto critico e tende a diminuire con l'aumento della temperatura a parità di densità.

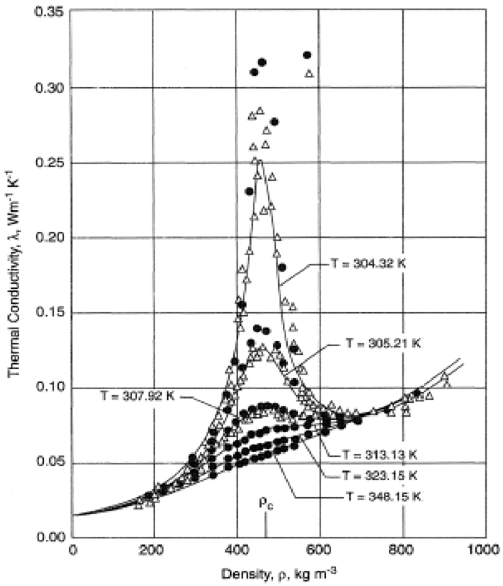


Figura 4.2 – Conducibilità termica in funzione di densità e temperatura [14]

La Figura 4.3 mostra l'andamento dei profili di entalpia ed entropia a pressione costante all'interno dello scambiatore di alta pressione: nella regione transcritica decrescono con la temperatura, presentando una brusca variazione in corrispondenza del punto critico. La pressione influenza l'entropia e l'entalpia sopra la temperatura critica, mentre al di sotto del punto critico tale influenza è trascurabile, quindi sono permesse perdite di pressione più elevate.

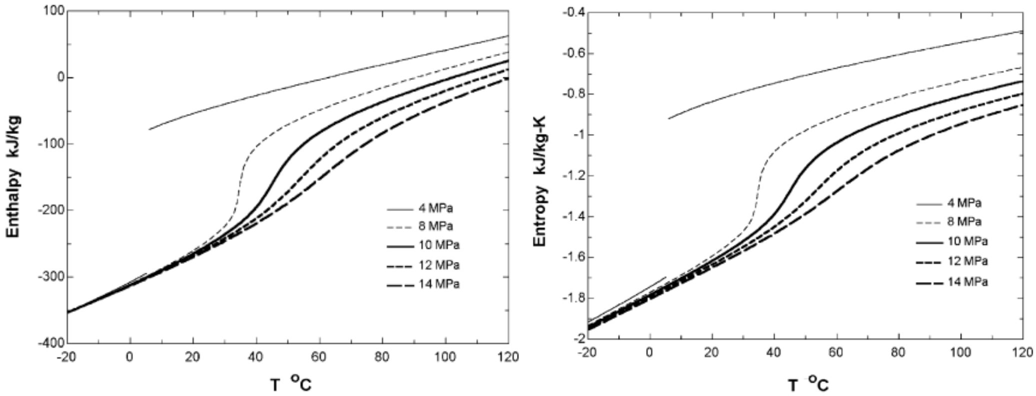


Figura 4.3 – Entropia ed entalpia al variare di temperatura e pressione [14]

La pressione di vapore dell'anidride carbonica è decisamente maggiore rispetto agli altri refrigeranti (Figura 4.4) e l'elevata ripidezza in prossimità del punto critico comporta una minore variazione della temperatura per lo stesso delta di pressione; in questo modo la variazione di temperatura associata ad una certa caduta di pressione all'interno dell'evaporatore è minore rispetto ai fluidi tradizionali.

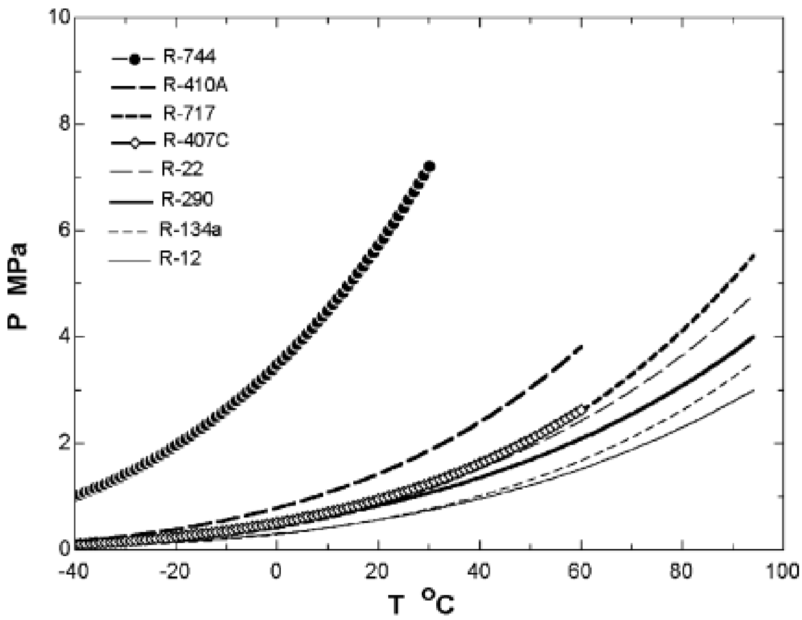


Figura 4.4 – Pressione di vapore per refrigeranti diversi [14]

Per esempio, a 0°C la variazione di temperatura dell'R744 per una caduta di pressione di 1 kPa è circa 0.01°C, mentre lo stesso calo di pressione per l'R410a e l'R134a provoca rispettivamente una riduzione di temperatura di 0.04°C e 0.1°C, cioè da quattro a dieci volte maggiore, come mostrato in Figura 4.5.

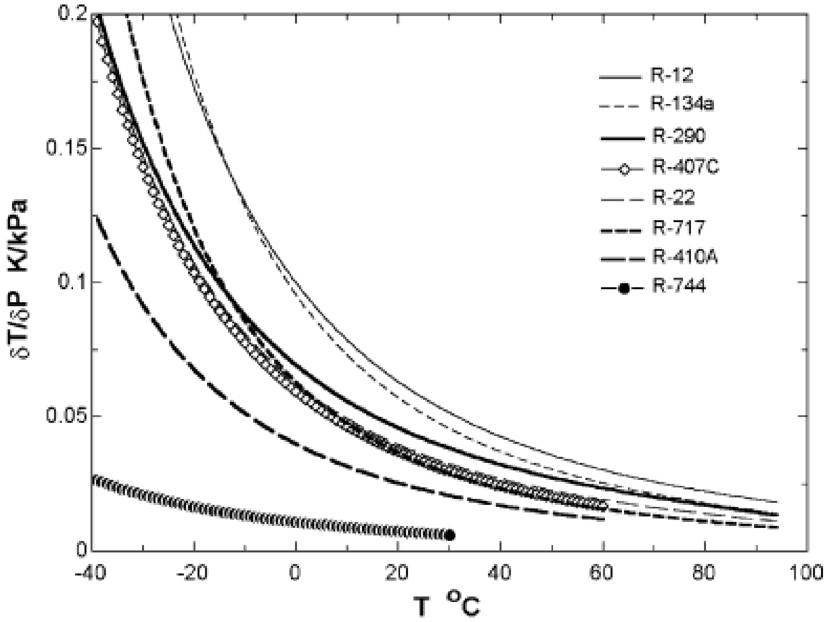


Figura 4.5 – Confronto fra le curve dT/dp per diversi refrigeranti [14]

Il diagramma di Figura 4.6 mostra la densità della CO_2 in funzione della temperatura, che decresce rapidamente vicino al punto critico. Il rapporto fra la densità di liquido e vapore è nettamente inferiore rispetto agli altri fluidi frigorigeni. A 0°C, per esempio, il rapporto tra la densità del liquido (927 kg/m^3) e la densità del vapore (98 kg/m^3) per l'anidride carbonica è circa 10, mentre l'R410a e l'R134a presentano rispettivamente rapporti uguali a 65 ed 89 (Figura 4.7).

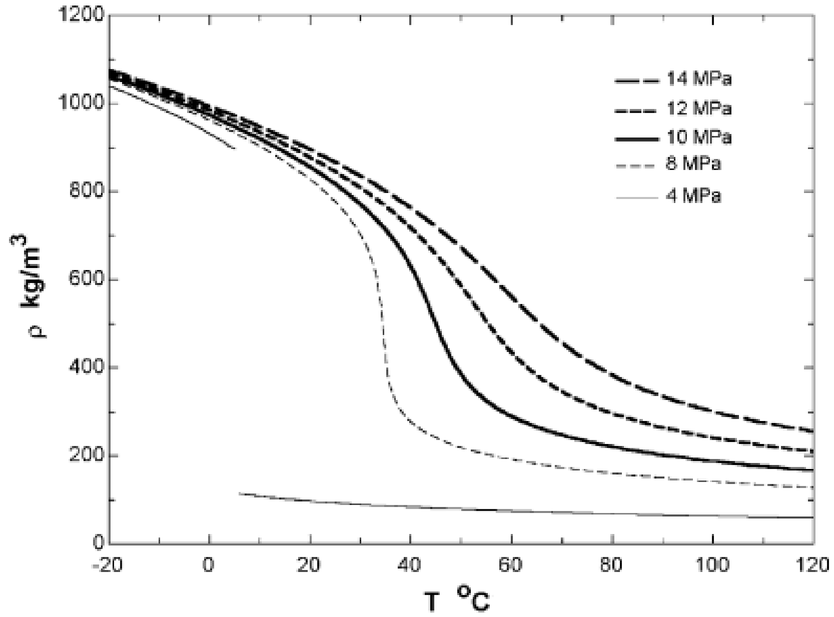


Figura 4.6 – Densità dell'anidride carbonica [14]

Il rapporto fra le densità riveste un ruolo molto importante nello scambio termico all'interno dell'evaporatore, poiché la maggiore densità del vapore aumenta la capacità volumetrica di scambio termico, definita come prodotto tra densità del vapore e calore latente di vaporizzazione.

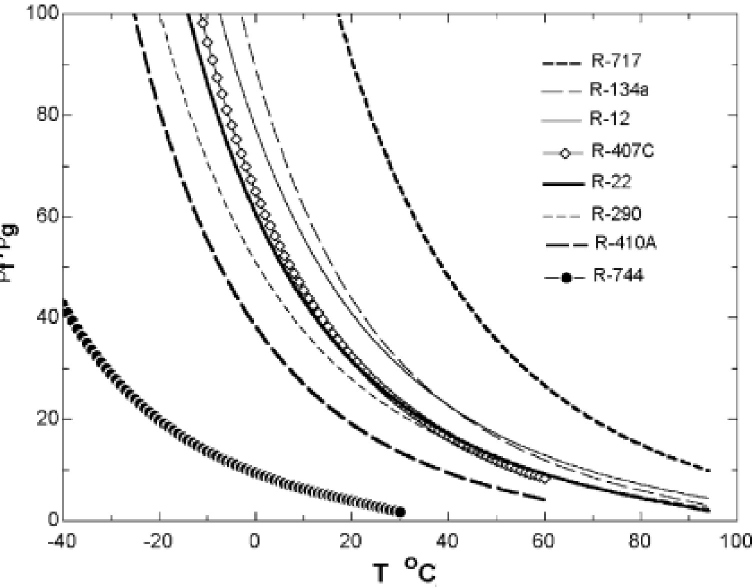


Figura 4.7 – Rapporto fra densità di vapore e liquido saturo in funzione della temperatura [14]

Come mostrato in Figura 4.8 la capacità volumetrica di refrigerazione dell'R744, rappresentata per definizione fino al punto critico, aumenta con la temperatura fino ad un massimo in corrispondenza di 22°C, poi decresce rapidamente.

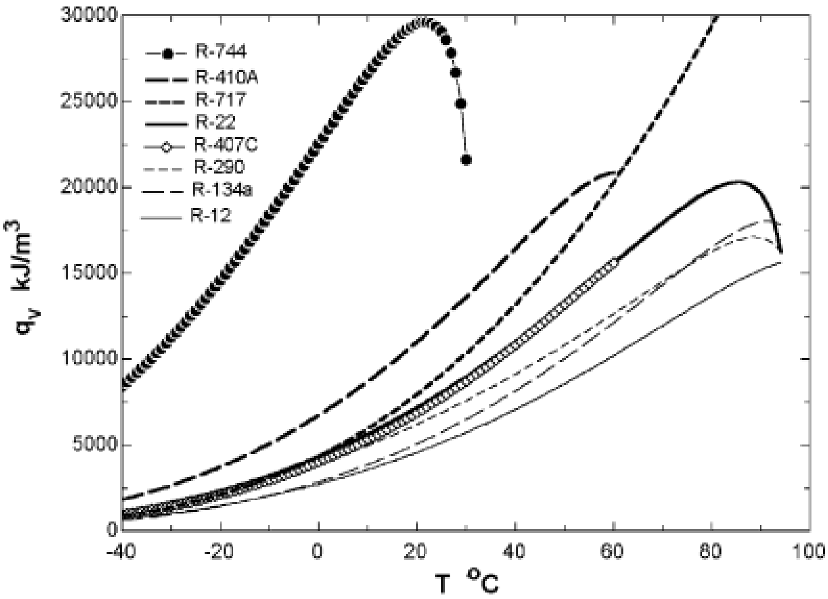


Figura 4.8 – Capacità volumetrica di refrigerazione all'evaporatore [14]

La tensione superficiale influenza le proprietà di ebollizione del fluido bifase, dato che una bassa tensione riduce il surriscaldamento richiesto per la nucleazione e la crescita delle bolle di vapore, influendo positivamente lo scambio termico d'evaporazione.

Dall'altra parte una bassa tensione superficiale riduce la stabilità della superficie del liquido ed aumenta la formazione ed il trascinamento di goccioline sulle pareti dello scambiatore, che riducono la superficie utile per lo scambio termico.

La Figura 4.9 presenta la tensione superficiale della CO_2 allo stato di liquido saturo per diverse temperature, confrontandola con altri fluidi: essa decresce all'aumentare della temperatura, fino ad annullarsi in corrispondenza del punto critico. A 0°C è uguale a 0.0044 N/m, ovvero 2.5 volte minore rispetto all'R134a.

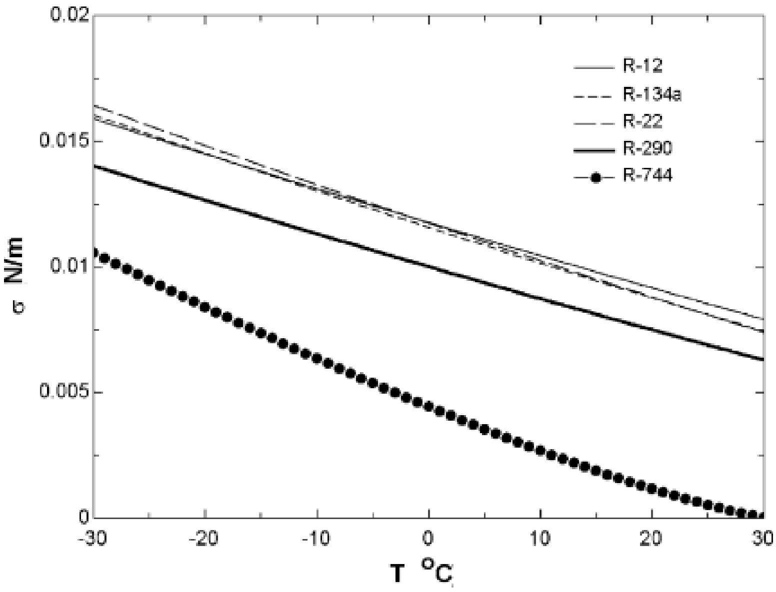


Figura 4.9 – Andamento della tensione superficiale [14]

Una delle più importanti caratteristiche dei fluidi supercritici in prossimità del punto critico è la forte variazione delle loro proprietà termodinamiche in funzione della temperatura nei processi a pressione costante, specialmente vicino al punto pseudocritico, che corrisponde alla temperatura in cui il calore specifico è massimo (Figura 4.10).

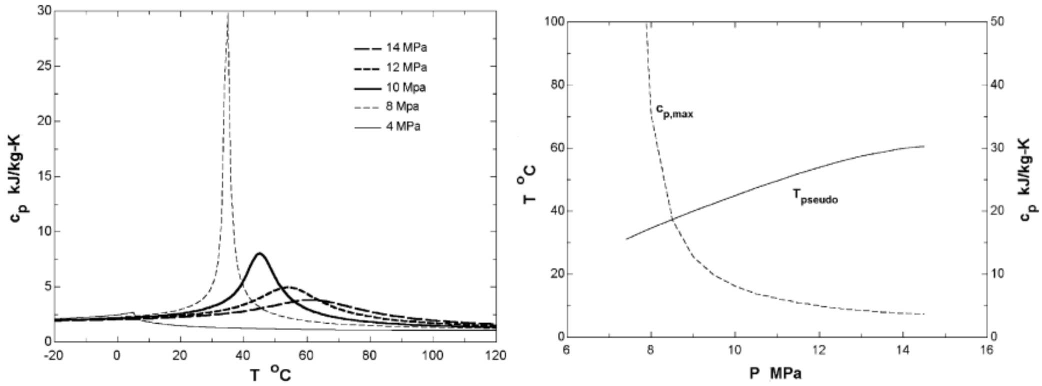


Figura 4.10 – Temperatura pseudocritica e calore specifico a pressione costante per l'anidride carbonica [14]

La temperatura pseudocritica dell'R744 è calcolata utilizzando la seguente equazione sperimentale:

$T_{pseudo} = -122.6 + 6.124p - 0.1773p^{2.5} - 0.0005608p^3, \quad 75 \leq p \leq 140 \qquad (4.1)$

dove la temperatura è misurata in gradi celsius e la pressione in bar.

Al crescere della pressione i picchi del calore specifico c_p diminuiscono di intensità e cresce la temperatura alla quale si raggiungono; per temperature elevate, come si vede chiaramente in Figura 4.11, risulta avere andamento pressoché costante e varia molto poco con la pressione.

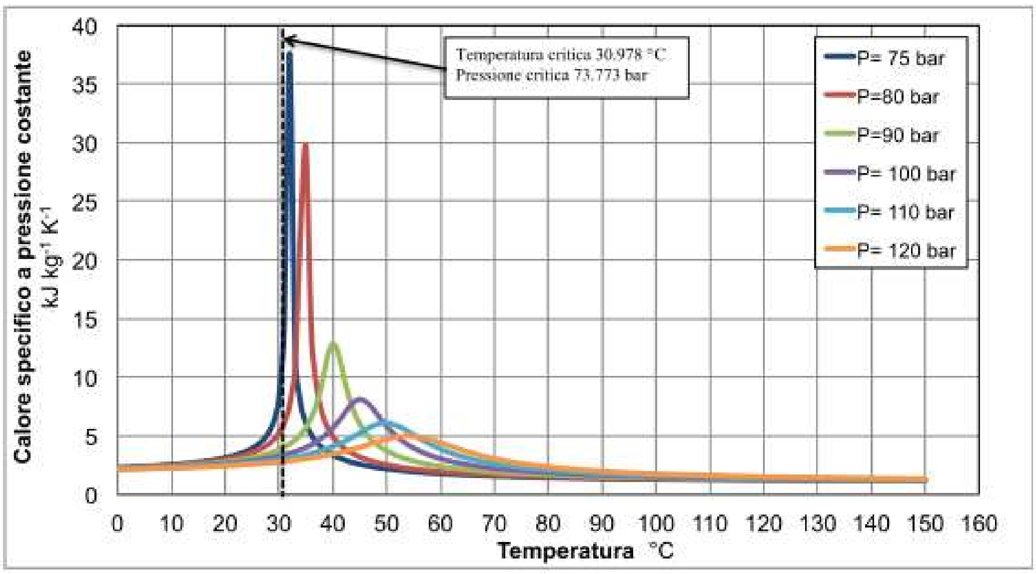


Figura 4.11 – Calore specifico isobaro in condizioni transcritiche [15]

Una variazione così elevata del calore specifico deve essere considerata durante il dimensionamento degli scambiatori che raffreddano il gas in condizioni supercritiche. Il flusso termico infatti è proporzionale alla portata in massa $\dot{m}$, al

calore specifico c_p ed alla variazione di temperatura Δt fra ingresso ad uscita dello scambiatore secondo l'equazione:

$$q = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta t \qquad (4.2)$$

Considerando una pressione p = 80 bar, curva rossa del diagramma, e supponendo di raffreddare una determinata portata di CO_2 da 120°C a 25°C, il calore specifico si può ritenere costante fino a t = 100°C: in questa zona la portata di fluido trasferisce circa lo stesso flusso termico per ogni grado celsius di raffreddamento.
Successivamente il c_p inizia a crescere, prima lentamente, poi molto rapidamente avvicinandosi alla temperatura pseudocritica: a 100°C si ha c_p = 1.33 kJ/kgK, a 50°C c_p = 2.51 kJ/kgK, fino a raggiungere il massimo a t = 35°C, in cui vale 29.59 kJ/kgK. In seguito scende rapidamente fino a c_p = 2.97 kJ/kgK a t = 20°C.
A causa della forte variabilità di questa grandezza in prossimità del punto critico è evidente come nella fase di dimensionamento degli scambiatori sia possibile commettere gravi errori, soprattutto in condizioni supercritiche.
Nella descrizione delle capacità di scambio termico di un fluido rivestono grande importanza anche le proprietà di trasporto, ovvero la conduttività termica e la viscosità in condizioni subcritiche e al variare della temperatura. Un'elevata conducibilità termica è essenziale per avere elevati coefficienti di scambio termico sia per flussi monofase che per flussi bifase; la viscosità, in particolare per la fase liquida, è un parametro caratteristico del comportamento del fluido all'interno dello scambiatore e delle proprietà convettive del flusso bifase. Come mostra il grafico in Figura 4.12, al variare della pressione la viscosità cinematica si mantiene piuttosto ridotta: ciò permette alla CO_2 di scorrere in modo più fluido all'interno del circuito frigorifero e di miscelarsi in modo migliore con i lubrificanti all'interno dei condotti e del compressore.

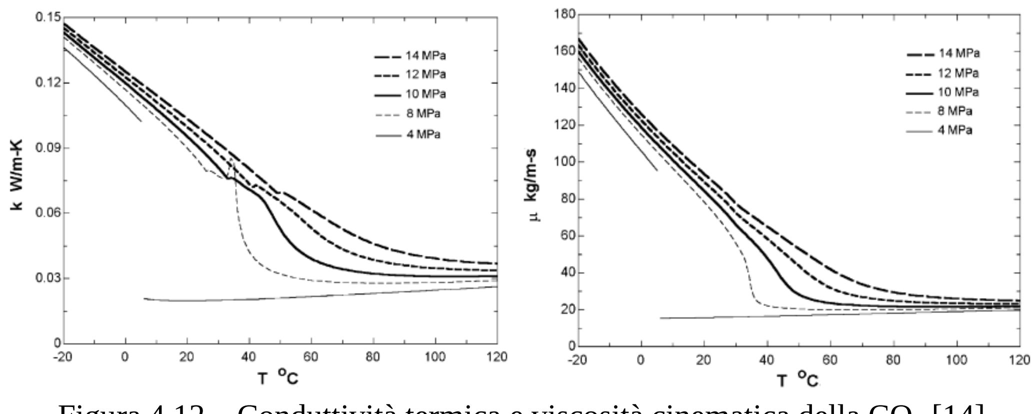


Figura 4.12 – Conduttività termica e viscosità cinematica della CO_2 [14]

La Figura 4.13 rappresenta il numero di Prandtl, ovvero il rapporto fra la diffusività molecolare e la diffusività termica di un fluido, definito secondo la seguente relazione:

$$\Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu/\rho}{k/c_p\rho} \tag{4.3}$$

Per l'anidride carbonica è massimo in corrispondenza della temperatura pseudocritica, poiché è proporzionale al calore specifico, ed il valore di tale massimo decresce con la pressione. Nella zona supercritica, per temperature superiori a 60°C il numero di Prandtl aumenta all'aumentare della pressione, mentre sotto i 20°C tale dipendenza si inverte.

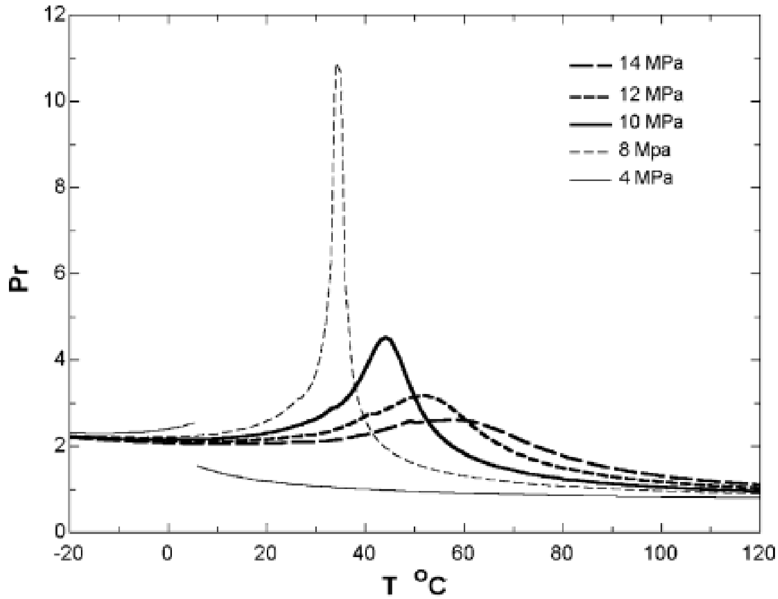


Figura 4.13 – Numero di Prandtl dell'anidride carbonica [14]

4.3 Il ciclo frigorifero transcritico ad anidride carbonica

Uno dei principali criteri di valutazione di un fluido frigorigeno è l'analisi del suo punto critico, ovvero il punto nel quale il vapore non è distinto dal liquido, coincidente con il massimo della curva di saturazione in un diagramma di Mollier Log(p)–h (Figura 4.14).

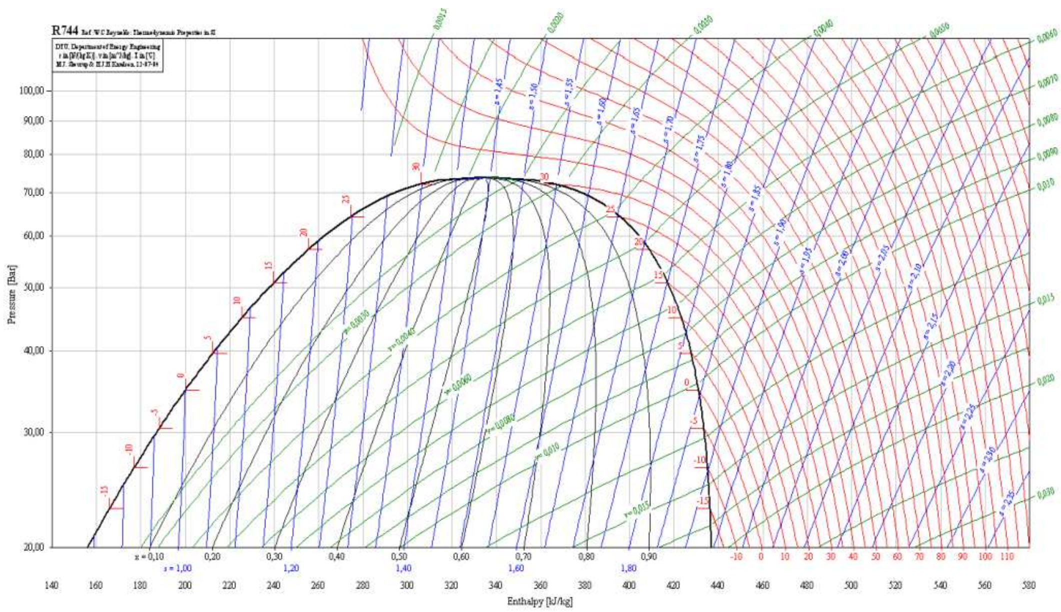


Figura 4.14 – Diagramma di Mollier per l'anidride carbonica

I refrigeranti tradizionali vengono scelti in modo da condensare alle condizioni medie in cui si trovano tipicamente acqua ed aria, ovvero fra i 30°C ed i 60°C per l'acqua e fra i 15°C ed i 35°C per l'aria: questo richiede che il punto critico sia caratterizzato da una temperatura molto più elevata rispetto ai valori sopra citati, solitamente nell'intervallo 80°C–110°C.

Se si considera invece come fluido refrigerante l'anidride carbonica si intuisce subito come la temperatura critica, pari a 30.98°C, sia troppo bassa per permetterne un raffreddamento significativo all'interno della zona di saturazione nello scambio termico con aria o acqua; infatti la differenza di temperatura tra sorgente calda e fredda risulta troppo esigua, quindi per garantire uno scambio di potenza termica adeguata sarebbe necessario operare con una portata di refrigerante molto maggiore rispetto agli altri fluidi frigoriferi, oppure con superfici di scambio termico tendenti all'infinito.

L’anidride carbonica impiegata nei cicli termodinamici inversi non è quindi caratterizzata dalla fase di condensazione all’interno del circuito, in quanto il refrigerante in uscita dal compressore si porta in condizioni supercritiche: la pressione di scarico è superiore alla pressione critica di 73.8 bar, in modo da garantire il raggiungimento di temperature adeguate per un efficiente scambio termico con aria o acqua. Questa particolare condizione operativa comporta l’utilizzo di uno scambiatore di alta pressione in cui non avviene alcuna condensazione del fluido, bensì un semplice raffreddamento dello stesso, in condizioni di gas denso: tale scambiatore di calore è definito *gas cooler*.

Successivamente al raffreddamento del gas avviene una laminazione all’interno da un organo di espansione, il quale ne riduce la pressione consentendone la successiva evaporazione all’interno dell’evaporatore. La chiusura del ciclo avviene con l’aspirazione dell’R744 da parte del compressore.

La Figura 4.15 rappresenta graficamente la differenza fra ciclo subcritico e ciclo transcritico dell’R744 all’interno del diagramma Log(p)–h.

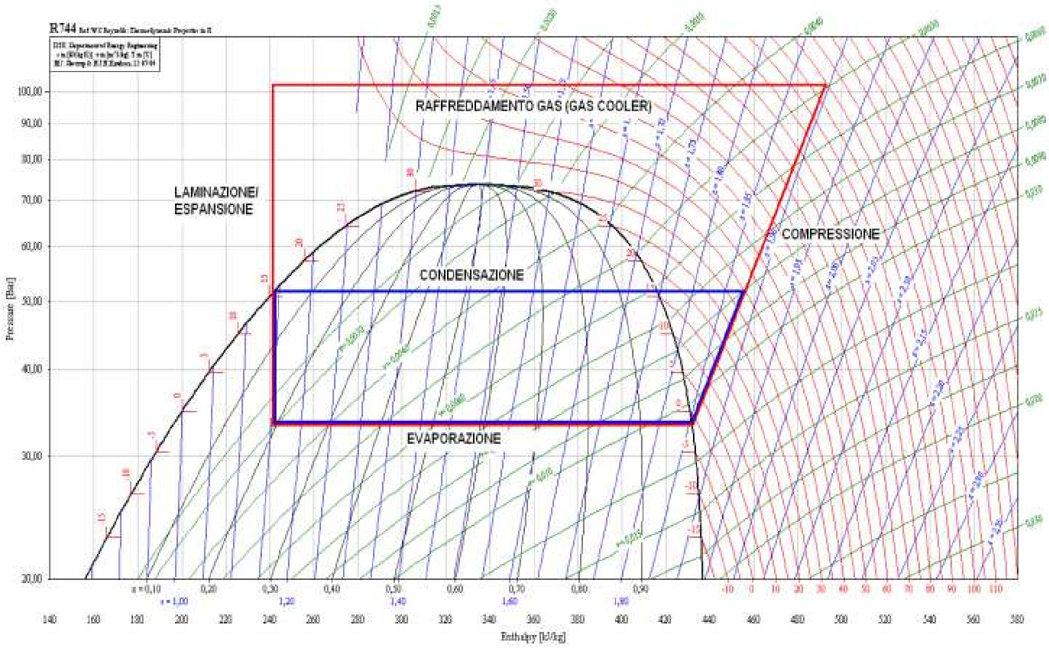


Figura 4.15 – Confronto fra ciclo subcritico e ciclo transcritico per la CO_2

4.3.1 La pressione ottimale del ciclo transcritico

Un'importante proprietà del ciclo transcritico è la presenza di un valore ottimale della pressione al gas cooler che massimizza il valore del COP. Come si nota in Figura 4.16, ponendo come condizione la costanza della temperatura di uscita dal gas cooler, se si passa dal ciclo 1–2–3–4 con una pressione massima di 90 bar al ciclo 1'–2'–3'–4' con pressione di 100 bar sia l'effetto frigorifero (Q_0) che il lavoro di compressione (L_c) aumentano rispettivamente delle quantità ΔQ_0 e ΔL_c. Il COP può crescere o diminuire a seconda di quale dei due incrementi risulta maggiore: esiste quindi un punto che massimizza il COP. L'esistenza di un valore ottimale di pressione al gas cooler è causato anche dall'andamento delle linee isoterme e di quelle isoentropiche nel piano T–s e dipende dalla temperatura di evaporazione, dal rendimento isoentropico del compressore, dalla temperatura di uscita del gas cooler e dall'eventuale surriscaldamento del vapore all'ingresso del compressore. Per un ciclo transcritico ideale questo valore può essere valutato in funzione della temperatura di evaporazione (t_e) e della temperatura di uscita dal gas cooler ($t_{GC,u}$) mediante la relazione di Liao e Jakobsen (1998), valida per compressione isoentropica e condizione di vapore saturo in aspirazione al compressore (4.2).

Nella seguente formula p_{opt} è espressa in bar, mentre t_e e $t_{GC,u}$ sono in °C, con –40 °C < t_e < +5°C e 31°C < $t_{GC,u}$ < 50°C.

$$p_{opt} = (2.778 - 0.0157 * t_e) * t_{GC,u} + (0.381 * t_e - 9.34) \qquad (4.4)$$

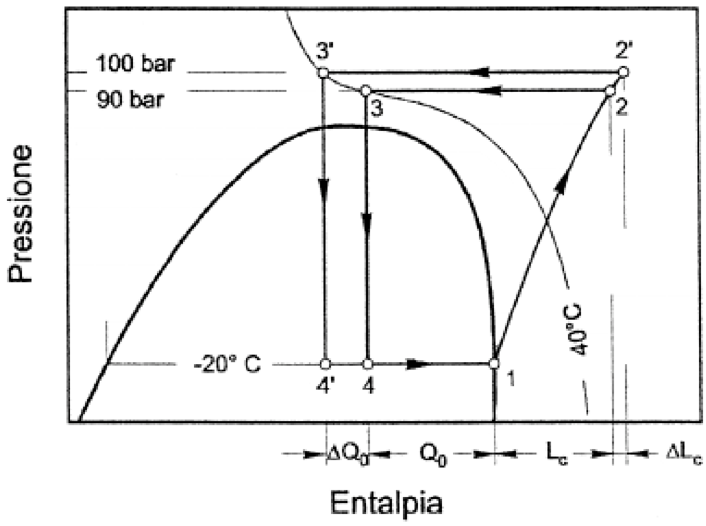


Figura 4.16 – Ciclo transcritico in funzione della pressione nel gas cooler [13]

In tutti i casi di un leggero aumento di pressione rispetto a quella ottimale, poiché l'andamento delle isoterme è piuttosto piatto, l'efficienza energetica del ciclo non viene penalizzata eccessivamente; invece valori anche di poco inferiori alla pressione ottimale possono ridurre drasticamente il COP del ciclo.

È possibile correlare la pressione ottimale del ciclo non solo al valore del COP del sistema, ma anche alla sua capacità di riscaldamento, evidenziando come nell'intorno della pressione massima la capacità di riscaldamento tende al suo valore massimo e consente al sistema di operare con grande efficienza nella modalità pompa di calore. Dall'altra parte, come si nota in Figura 4.17, all'aumentare della pressione di scarico aumenta la potenza termica richiesta al compressore in modo maggiore di quanto aumenta la potenza utile di riscaldamento, perciò la pressione ottimale richiesta al gas cooler non coincide con la pressione massima di mandata raggiungibile dal compressore.

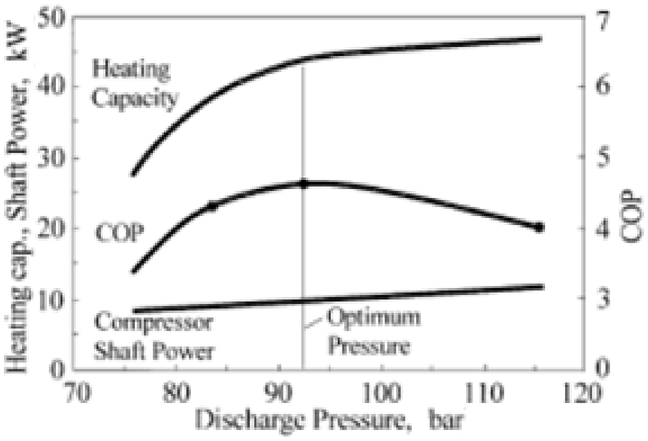


Figura 4.17 – Relazione fra potenza utile e potenza dissipata al variare della pressione di scarico

4.4 Le principali applicazioni dell’anidride carbonica

Le possibili applicazioni dei sistemi transcritici ad anidride carbonica riguardano sia il mercato della refrigerazione industriale ed alimentare, sia il mercato del condizionamento domestico, in particolare nel settore degli impianti di riscaldamento dell’acqua calda sanitaria; inoltre tali sistemi sono ampiamente utilizzati negli impianti di condizionamento dell’automotive.

4.4.1 Pompe di calore per la produzione di acqua calda sanitaria

Il possibile mercato delle pompe di calore per il riscaldamento dell’acqua sanitaria è molto ampio: circa il 20% dell’energia utilizzata nel residenziale e negli ambienti commerciali è impiegata per il riscaldamento dell’acqua. I cicli transcritici ad anidride carbonica garantiscono il raggiungimento di temperature dell’acqua sanitaria oltre i 90°C. Ciò permette di assicurare il trattamento contro la legionella senza l’ausilio di termo–resistenze, che solitamente vengono impiegate negli impianti tradizionali, senza che il COP del ciclo subisca importanti ripercussioni: infatti il limite di un ciclo a R744 dipende dalla temperatura di ingresso dell’acqua nel gas cooler e non di uscita. Per questo motivo è possibile operare con elevata efficienza negli impianti in cui è richiesto un elevato salto entalpico, dei quali fanno parte i sistemi per la produzione di acqua sanitaria, dove sono richiesti delta termici compresi fra 30°C e 40°C.

Attraverso la Figura 4.18 è possibile spiegare questa importante proprietà dell’anidride carbonica: è infatti evidenziato l’andamento piuttosto simile tra il profilo di temperatura della CO_2 durante il raffreddamento all’interno del gas cooler ed il conseguente riscaldamento dell’acqua in modalità controcorrente. Dall’altra parte il profilo di temperatura di un comune fluido frigorifero come l’R134a durante il raffreddamento all’interno del compressore è decisamente meno favorevole.
Entrambe le trasformazioni sono state determinate facendo riferimento ad un ciclo a semplice compressione di vapore con temperatura di evaporazione di 0°C, aspirazione del vapore saturo secco a 7°C e rendimento isoentropico di compressione pari a 0.6.

Le differenze di temperatura fra i due fluidi all'uscita del refrigerante sono state poste pari a 2°C per la CO_2 e pari a 5°C per l'R134a.

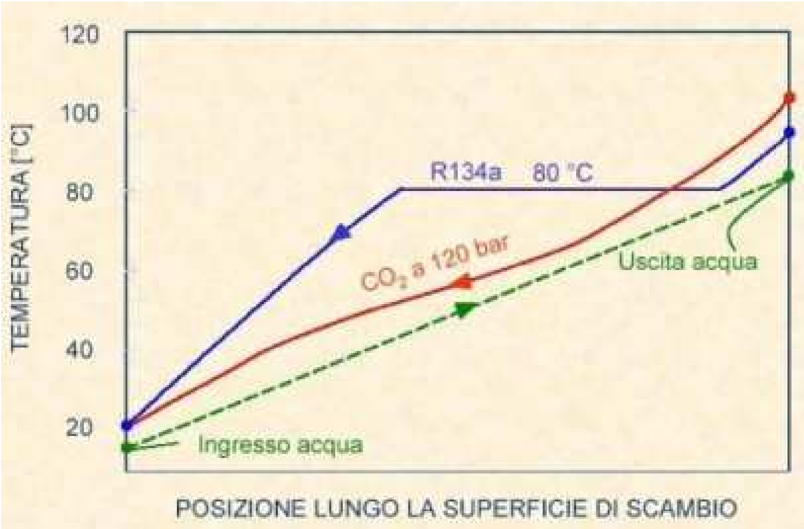


Figura 4.18 – Profili di temperatura per la CO_2 e per l'R134a relativi allo scambio termico con l'acqua in impianti a pompa di calore [16]

Il vantaggio di sfruttare profili di temperatura ben accordati tra i fluidi lungo lo scambiatore si traduce in minori perdite energetiche durante lo scambio termico, proporzionali alla differenza di temperatura fra i due fluidi; tale riduzione delle perdite costituisce un fattore decisivo per assicurare coefficienti di effetto utile maggiori rispetto a quelli realizzati da impianti operanti con fluidi tradizionali.

4.4.2 Sistemi di refrigerazione commerciale

La refrigerazione commerciale comprende una grande varietà di impianti che include sia le piccole unità indipendenti di limitata potenza, che i sistemi complessi caratterizzati da elevate potenze frigorifere (fino a centinaia di kW) per la produzione del freddo a differenti livelli di temperatura. Tradizionalmente vengono utilizzati fluidi come l'R502 e l'R404a, refrigeranti sintetici caratterizzati da problematiche ambientali derivanti dalla loro immissione nell'atmosfera terrestre.

Una soluzione a tale problematica è rappresentata dall'adozione dell'ammoniaca, che tuttavia presenta un'elevata tossicità che ne impedisce l'utilizzo estensivo, nonostante le ottime proprietà termodinamiche per la produzione del freddo anche per temperature molto basse. Anche gli idrocarburi sono stati presi in considerazione, ma non hanno avuto grande diffusione a causa del loro grado di

infiammabilità che presuppone l'adozione di sistemi centralizzati da cui derivano elevati costi di installazione e manutenzione.

Si comprende, quindi, come l'utilizzo dell'anidride carbonica quale refrigerante naturale con le apprezzabili caratteristiche di minimo impatto ambientale, bassa pericolosità e relativa facilità di gestione dell'impianto possa essere un'ottima soluzione alle problematiche sopra esposte.

4.4.3 Essiccatori d'aria

Un'altra interessante applicazione per le macchine ad anidride carbonica è quella relativa agli essiccatoi. Il ciclo transcritico anche in questo caso offre l'opportunità di un ottimo accordo tra le temperature, per cui la macchina, che funziona in modalità pompa di calore (Figura 4.19), permette di far raggiungere all'aria temperature più elevate di quelle ottenibili con i tradizionali essiccatoi con fluido condensante, facilitando così l'essiccazione dei prodotti interessati: infatti il miglior scambio termico permesso dalla particolare distribuzione di temperatura della CO_2 implica una riduzione del consumo elettrico della macchina, nonostante si verifichi un piccolo aumento del tempo ciclo in confronto ai tradizionali impianti a R134a.

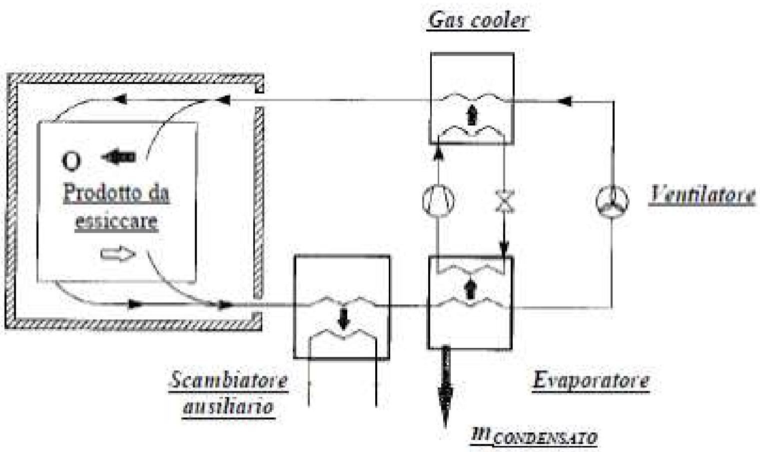


Figura 4.19 – Pompa di calore per l'essicazione operante ad anidride carbonica

4.4.4 Condizionamento nell’automotive

Negli ultimi anni il settore in cui i cicli transcritici ad anidride carbonica sembrano suscitare il maggior interesse è quello del condizionamento d’aria degli autoveicoli. Anche in questo campo, infatti, l’adozione delle pompe di calore può rappresentare un effettivo vantaggio sia per le auto elettriche, il cui mercato si sta lentamente sviluppando, sia per le autovetture con motore a combustione interna:

- per le auto a funzionamento elettrico il calore recuperato dal motore è molto ridotto, non trattandosi di un sistema a combustione interna, per cui è essenziale operare il condizionamento con apparati che sfruttino l’energia elettrica e non più il calore del motore;
- per le autovetture a combustione interna la pompa di calore può essere molto utile, dal momento che può mettere a disposizione l’energia termica senza dover attendere che il motore sia caldo.

Ogni anno più di venti milioni di automobili vengono dotate di un sistema di condizionamento e tale numero è destinato ad aumentare, sia perché la richiesta di autoveicoli è destinata a crescere, sia perché il condizionatore è divenuto oramai un componente di base, o qualifier, della vettura. Gran parte di tali impianti utilizza come fluido frigorigeno l’R134a, il quale è innocuo per l’ozono essendo un HFC, ma è altrettanto pericoloso per l’ambiente essendo caratterizzato da un indice GWP pari a 1200; dal momento che le perdite di carica del refrigerante negli impianti di condizionamento delle automobili non sono trascurabili e considerato che la ricarica dell’impianto viene effettuata ogni due anni, si può comprendere come il danno ambientale possa essere estremamente elevato. Anche in questo caso, quindi, è palese il vantaggio offerto dall’utilizzo dell’anidride carbonica in sostituzione all’R134a. Per questo motivo alcune case automobilistiche hanno iniziato ad installare impianti a CO_2 su alcuni modelli in produzione.

CAPITOLO 5

5.1 Analisi teorica del ciclo transcritico ad R744

Per effettuare una valutazione delle proprietà riguardanti il ciclo transcritico caratteristico delle pompe di calore a CO_2 sono stati utilizzati i software *CoolPack* e *Simple One Stage CO_2 Cycle*, implementati all'interno del Dipartimento di Ingegneria Energetica della Technical University of Denmark (DTU). Tali programmi permettono di svolgere le seguenti attività:

- calcolo delle proprietà termodinamiche di ogni tipo di refrigerante, naturale o sintetico;
- analisi dei cicli termodinamici (confronto fra diversi refrigeranti o fra cicli a uno o due livelli di compressione);
- dimensionamento di sistemi (calcolo delle taglie dei componenti utilizzando equazioni di validità generale);
- simulazione di sistemi (calcolo delle condizioni operative di un sistema noti i componenti);
- valutazione del Coefficient of Performance di un sistema in base ai dati di input.

L'analisi del ciclo transcritico è stata effettuata considerando il più semplice degli schemi impiantistici di riferimento, ovvero il ciclo operante ad un livello di compressione. Esso è costituito da quattro elementi principali:

- evaporatore;
- compressore;
- gas cooler;
- valvola di laminazione.

Lo scopo dello studio consiste nel determinare quali sono le variabili termodinamiche del ciclo che influenzano maggiormente il COP, al fine di individuare i parametri progettuali da cui partire nella scelta dei componenti.
Prima di iniziare la simulazione è stato necessario fare una serie di ipotesi:

- temperatura di evaporazione = –3°C;

- gas cooler costituito da uno scambiatore controcorrente in modo da aumentare la potenza termica scambiata fra i fluidi di processo;
- temperatura di avvicinamento $T_{approach}$ = 3K (essa è la differenza fra la temperatura dell'anidride carbonica in uscita dal gas cooler e la temperatura di ingresso del fluido da riscaldare);
- surriscaldamento di 5K per garantire la presenza di gas all'aspirazione del compressore;
- assenza di perdite di carico lungo l'intero circuito;
- rendimento isoentropico del compressore unitario (caso ideale);
- scelta di valori della pressione $p > 74$ bar, in modo da trovarsi sempre in condizioni di ciclo transcritico.

5.2 Determinazione dei punti caratteristici

A partire da questi vincoli iniziali il software utilizzato fornisce in output i valori di temperatura, pressione, entalpia ed entropia di ogni punto caratteristico del ciclo.

Punto 1: - temperatura di evaporazione imposta (t_{ev});
- pressione di evaporazione corrispondente (p_1);
- entalpia (h_1) ed entropia (s_1) del punto trovato.

Tale punto si trova necessariamente in zona subcritica, all'interno della superficie di saturazione, perciò una volta fissata la temperatura si determina di conseguenza anche la relativa pressione.

Punto 2: tale punto si determina considerando l'entalpia del punto in ingresso al compressore (h_1), il rendimento isoentropico del compressore (η_{ic}) e la pressione transcritica di fine compressione scelta (p_2). Utilizzando come input la pressione del fluido in uscita (p_2) e l'entropia del punto 2 (s_2), che per rendimento isoentropico unitario è uguale a quella del punto 1 (s_1), è possibile determinare:

- l'entalpia ideale del punto 2 (h_{2id}) corrispondente ad un rendimento isoentropico del compressore pari a 1 (η_{ic}=1);
- la temperatura del punto 2 ideale (t_{2id}).

Successivamente, nel caso di rendimento isoentropico reale, utilizzando la relazione

$$\eta_{ic} = \frac{(h_{2id} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \tag{5.1}$$

è possibile trovare l'entalpia reale di fine compressione (h_2).
Con tale entalpia, utilizzando la pressione p_2 scelta come input, si determina l'ultima coordinata termodinamica, ossia la temperatura di fine compressione (t_2).

Punto 3: poiché si ipotizza che le perdite di carico lungo il gas cooler siano nulle, tale punto si determina a partire dalla pressione del gas in uscita dal compressore, fissando $p_3 = p_2$.
Nota inoltre la temperatura della CO_2 in uscita gas cooler, che dipende dalla temperatura dell'acqua in ingresso, si hanno a disposizione due grandezze termodinamiche, necessarie per determinare le altre all'esterno della zona di transizione:

- entalpia del gas in uscita dal gas cooler (h_3);
- entropia caratteristica del punto 3 (s_3).

Punto 4: l'ultimo punto, che permette di chiudere il ciclo, è definito a partire dalla temperatura di evaporazione ($t_4 = t_{ev}$), alla quale corrisponde la pressione $p_4 = p_{ev}$, dato che il punto 4 si trova all'interno della campana.
Inoltre l'espansione del gas all'interno della valvola di laminazione avviene tramite una trasformazione isoentalpica, per cui $h_4 = h_3$. Di conseguenza è possibile calcolare anche l'ultima grandezza termodinamica utile, ovvero l'entropia del punto in ingresso all'evaporatore (s_4).

Dopo aver calcolato i valori delle grandezze caratteristiche dei quattro punti fondamentali del ciclo è possibile calcolare il suo COP, che permette di misurare l'effetto utile del riscaldamento dell'acqua all'interno del gas cooler.
Perciò, considerando la differenza di entalpia richiesta dal lavoro di compressione e quella fornita dall'effetto utile al gas cooler, il COP si calcola attraverso la relazione:

$$COP = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_2 - h_1)} \tag{5.2}$$

Come ultimo step della simulazione si lancia il plot del ciclo transcritico, rappresentandolo all'interno del diagramma di Mollier Log(p)–h (Figura 5.1).

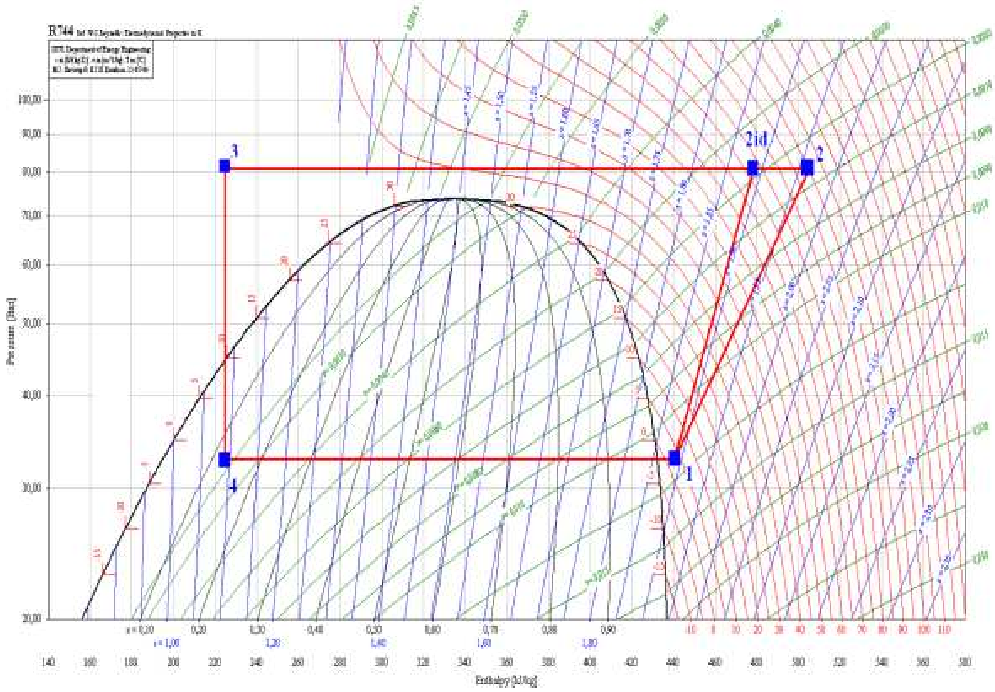


Figura 5.1 – Diagramma di Mollier per il ciclo transcritico a compressione a R744

5.3 Risultati delle simulazioni

All'interno di questo paragrafo vengono presentati i risultati dell'analisi effettuata, ponendo l'attenzione sui parametri di progetto che influenzano maggiormente il COP nel rispetto dei vincoli forniti dalle ipotesi di partenza.

5.3.1 Temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler

La temperatura dell'acqua in ingresso allo scambiatore è determinante per l'efficienza termica del ciclo transcritico. Si è potuto verificare come l'influenza di tale parametro sull'efficienza di un ciclo transcritico sia decisamente maggiore rispetto all'influenza che possiede la temperatura dell'acqua in uscita dal condensatore nel caso dei cicli subcritici, caratteristici dei fluidi che sono solitamente utilizzati nelle applicazioni delle pompe di calore. Per questa simulazione i calcoli sono stati effettuati considerando una pressione in uscita dal compressore volutamente non ottimale, pari a 100 bar, in modo da valutare esclusivamente l'influenza della temperatura dell'acqua sul ciclo; le temperature

dell'acqua sono state incrementate di un'unità iterativamente, coprendo un intervallo dai 10°C ai 40°C.

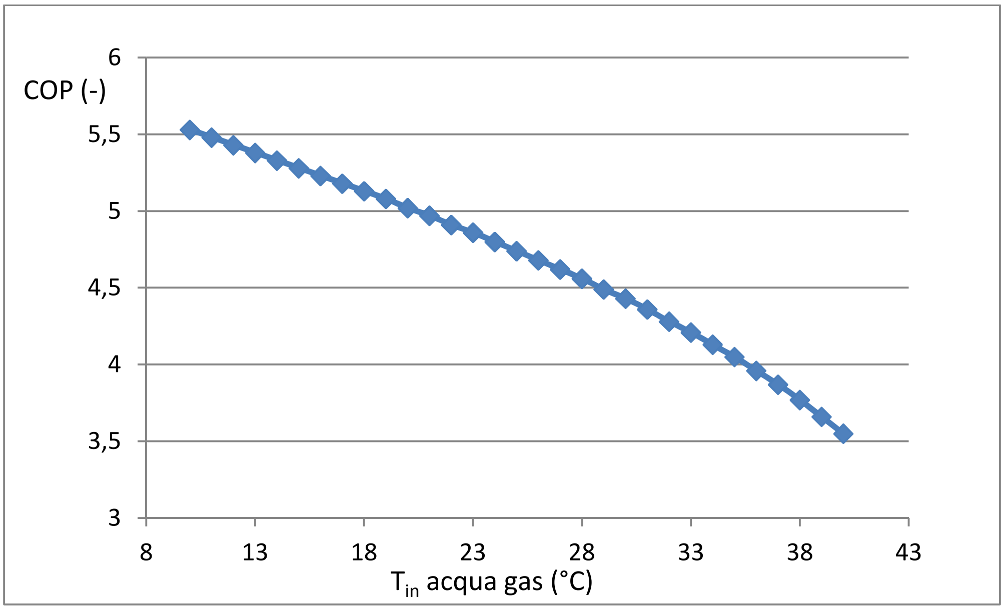


Figura 5.2 – COP in funzione della temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler

Dal grafico in Figura 5.2 si può notare come, pur mantenendo costante il salto termico fra uscita ed ingresso dell'acqua nel gas cooler, all'aumentare della temperatura di ingresso si abbia un decremento significativo del COP del ciclo. Ciò dipende dal fatto che, poiché il ciclo ad anidride carbonica opera in campo transcritico, il punto di laminazione non è univocamente determinato dal punto di condensazione del fluido frigorifero come avviene per i cicli subcritici, bensì dipende dallo scambio termico tra fluido operativo e fluido da scaldare. Infatti la laminazione per temperature via via crescenti non permette al fluido operativo di scambiare calore fino a bassa temperatura, riducendo nettamente l'effetto utile dato dal salto entalpico all'interno dello scambiatore ($\Delta h_{gc} = h_2 - h_3$).

In questo modo il lavoro speso durante la compressione non viene sfruttato in modo efficace dallo scambio termico all'interno del gas cooler.

5.3.2 Pressione di uscita dal compressore

Come già discusso all'interno del paragrafo 4.3.1, il ciclo a CO_2 è caratterizzato dalla possibilità di calcolare la pressione ottimale del fluido operativo in uscita dal compressore al fine di massimizzare il COP della pompa di calore. La simulazione è stata effettuata in modo da verificare la bontà del modello matematico sviluppato da Liao e Jakobsen sull'esistenza di tale pressione ottimale.

Sono state fornite in input le seguenti temperature:

- temperatura di evaporazione = –3°C;
- temperatura di uscita del gas dal gas cooler = 30°C.

Incrementando in modo iterativo di 1 bar la pressione di scarico, si ottiene un valore massimo del COP ideale pari a 5.15 in corrispondenza di una pressione ottimale di 75 bar (Figura 5.3).

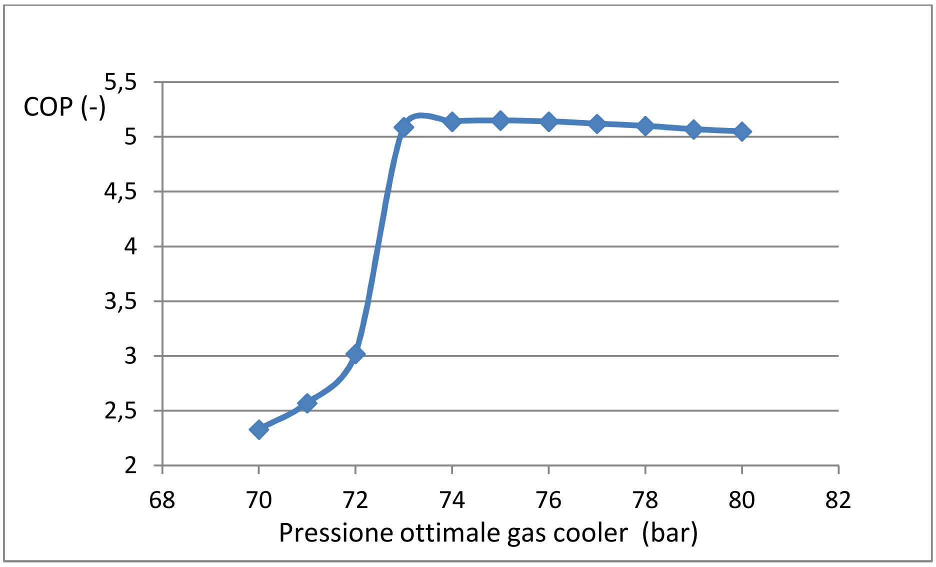


Figura 5.3 – Andamento del COP in funzione della pressione interna al gas cooler

Con un aumento progressivo della pressione dell'R744 in uscita dal compressore, il COP assume un andamento che tende a decrescere lentamente dopo avere raggiunto il massimo in corrispondenza della pressione ottimale; al contrario, se la pressione al gas cooler è inferiore al valore ottimale, si registra una brusca diminuzione del Coefficient of Performance.

Questo particolare andamento si verifica perché esso è calcolato in base al rapporto fra l'effetto utile dato dal riscaldamento dell'acqua ($\Delta h_{gc} = h_2 - h_3$) e

l'energia elettrica necessaria a permettere il funzionamento del compressore ($\Delta h_{compr} = h_2 - h_1$).

Se in uscita dal compressore si determina un incremento della pressione tale da superare il valore ottimale, il lavoro di compressione aumenta poiché è necessario raggiungere livelli di pressione più alti, i quali non comportano, però, un pari incremento dell'efficacia dello scambio termico: a causa di questo fenomeno il COP del ciclo tende a calare leggermente.

Dall'altra parte, quando la pressione è inferiore a quella ottimale, vi è una penalizzazione significativa del COP, in quanto, nonostante sia richiesto un minor lavoro di compressione, lo scambio termico risulta essere molto basso.

Rimane perciò confermato quanto affermato nel Capitolo 4 sul particolare andamento della resa dell'impianto in funzione della pressione massima del ciclo.

5.3.3 Rendimento isoentropico del compressore

Un altro parametro che influenza notevolmente il COP di un ciclo a pompa di calore è il rendimento isoentropico del compressore, che nelle applicazioni reali si discosta notevolmente dal valore unitario; infatti, mentre per i tradizionali fluidi sintetici, per i quali sono richieste pressioni di mandata limitate, si adottano compressori Scroll ad elevato rendimento isoentropico (oltre il 75%), nelle pompe di calore a CO_2 si adottano particolari compressori alternativi semiermetici transcritici con rendimenti che non superano il 67%.

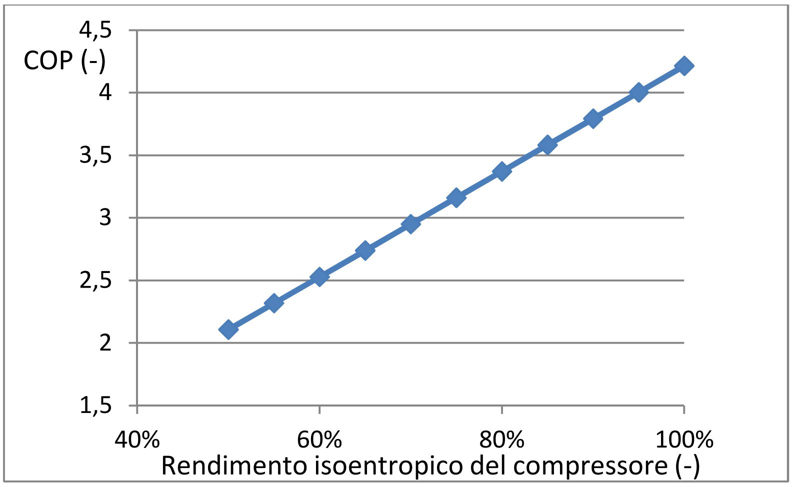


Figura 5.4 – Dipendenza del COP dal rendimento isoentropico di compressione

Data la forte dipendenza del COP da tale rendimento, evidente nel grafico di Figura 5.4, risulta fondamentale in fase di progettazione la scelta del compressore

ottimale, che permetta il raggiungimento della pressione di mandata richiesta garantendo allo stesso tempo una potenza elettrica spesa non troppo limitante per il COP.

5.3.4 Temperatura di evaporazione

L'ultimo parametro progettuale studiato è la temperatura d'evaporazione: durante questa fase della simulazione essa è stata incrementata a passi di 1°C nell'intervallo compreso fra –10°C e 10°C, mantenendo costanti le altre grandezze:

- pressione di uscita dal compressore = 75 bar;
- temperatura di uscita del fluido dal gas cooler = 28°C;
- rendimento isoentropico del compressore = 75%.

In questo modo è stato possibile osservare come valori troppo bassi di tale temperatura limitano l'effetto utile del ciclo (Figura 5.5), poiché si verifica un allontanamento delle due pressioni limite: questo comporta un incremento del lavoro richiesto al compressore, mentre lo scambio di calore utile al gas cooler si mantiene inalterato.

La scelta del valore ottimale di questo parametro è una fase molto delicata della progettazione, poiché in base alla temperatura minima che si desidera garantire è necessario adottare una diversa configurazione della sorgente fredda, che può essere aria, acqua oppure una sorgente geotermica.

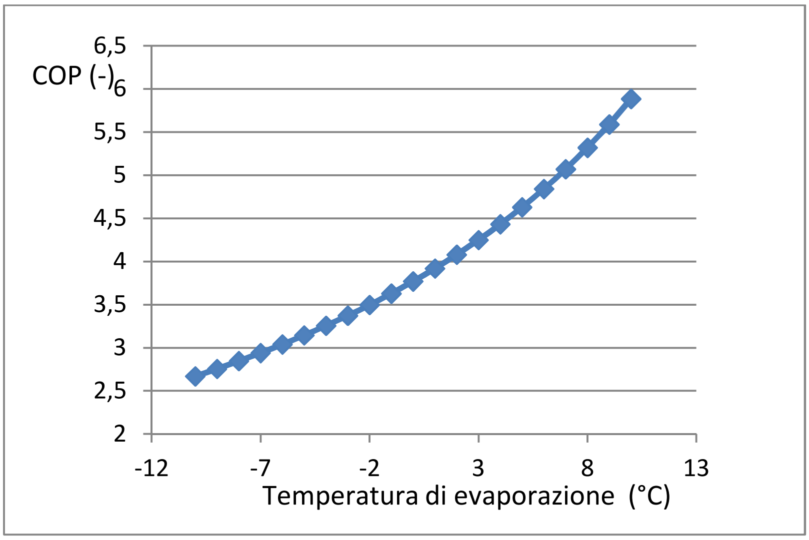


Figura 5.5 – Influenza della temperatura di evaporazione sul COP

5.4 Confronto fra l’R744 e l’R410a

L’analisi teorica del funzionamento di un impianto di refrigerazione o di una pompa di calore operanti con un determinato fluido operativo va affrontata confrontandolo con un sistema funzionante con un refrigerante di riferimento. In questa simulazione si è deciso di confrontare il funzionamento teorico di un ciclo a semplice compressione operante a R744 con quello funzionante a R410a, uno dei fluidi sintetici più utilizzati nelle pompe di calore.

5.4.1 Definizione del ciclo per l’R410a

Nella realizzazione del ciclo frigorifero ad R410a sono state adottate le stesse ipotesi di partenza utilizzate per lo studio dell’R744, in modo da stabilire un confronto attendibile fra i due fluidi. L’unico limite è posto dalle condizioni di condensazione, in quanto i fluidi sintetici operano in regime subcritico, ovvero all’interno della zona di saturazione: ne deriva che l’analisi del ciclo ad R410a è definita fino ad una temperatura di condensazione massima di 60°C ed una pressione massima di 40 bar (come si vede anche nel Diagramma di Mollier caratteristico di tale fluido in Figura 5.6).

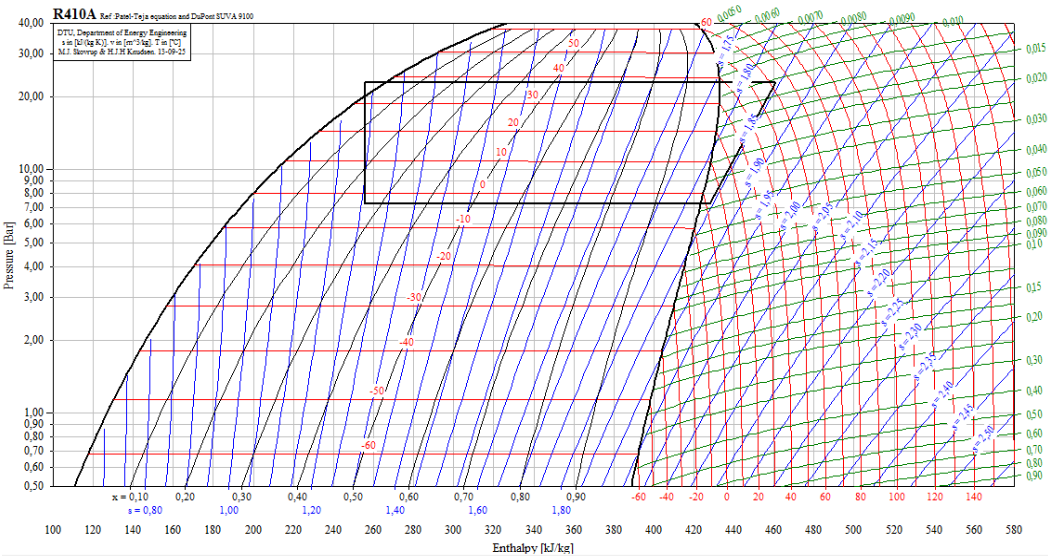


Figura 5.6 – Rappresentazione del ciclo ad R410a sul Diagramma di Mollier

All'interno del confronto sono state rispettate per ogni simulazione le seguenti condizioni:

- uguale temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler o al condensatore;
- uguale temperatura dell'acqua in uscita al gas cooler o al condensatore;
- uguale temperatura dell'acqua in uscita al gas cooler o al condensatore;
- uguale surriscaldamento del fluido in entrata al compressore, pari a 5K;
- uguali rendimenti per il compressore e gli scambiatori di calore.

5.4.2 Temperatura di condensazione nel ciclo subcritico

Prima di esaminare i risultati del confronto fra i due fluidi frigorigeni è interessante porre l'attenzione su un parametro che influenza il COP nei cicli subcritici: la temperatura di condensazione. Essa si calcola sommando la $\Delta T_{approach}$ alla temperatura di uscita dell'acqua dal condensatore che si vuole ottenere, quindi è differente dalle temperatura di uscita della CO_2 dal gas cooler utilizzata nella simulazione del ciclo ad anidride carbonica, che invece si ottiene a partire dalla temperatura dell'acqua in ingresso allo scambiatore.

Si nota dal grafico in Figura 5.7 come all'aumentare della temperatura di condensazione, quindi della temperatura di uscita dell'acqua, si verifichi una riduzione del COP: questo fenomeno termodinamico acquisisce grande importanza nel riscaldamento dell'acqua calda sanitaria, che raggiunge temperature superiori ai 60°C, evidenziando i limiti dell'R410a per tale applicazione.

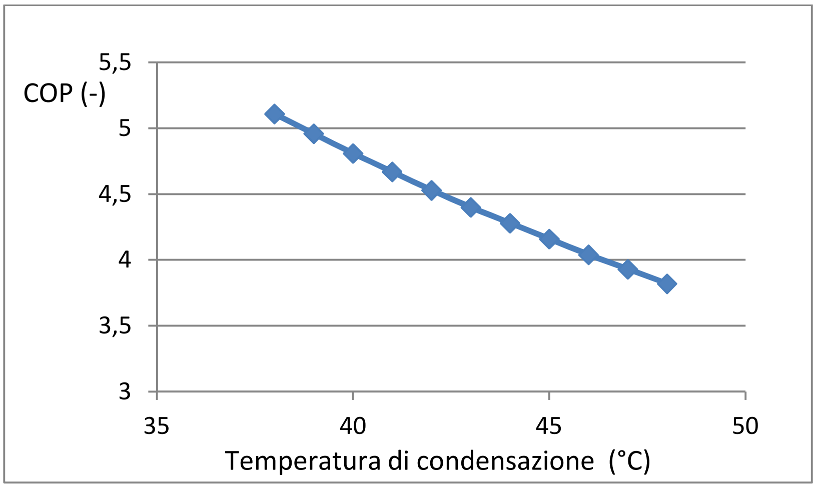


Figura 5.7 – Dipendenza del COP dalla temperatura di condensazione

5.4.3 Risultati del confronto fra i fluidi

Nello studio sulla convenienza dell'utilizzo dell'anidride carbonica rispetto ad un fluido sintetico tradizionale come l'R410a si è posta l'attenzione sull'andamento del COP nei due cicli in funzione dello scambio termico richiesto sullo scambiatore di alta temperatura (gas cooler o condensatore). I parametri su cui si è posta l'attenzione durante l'iterazione sono i seguenti:

- temperatura in ingresso dell'acqua al gas cooler o al condensatore;
- incremento di temperatura dell'acqua che si vuole ottenere, in base alla temperatura che si desidera ottenere all'utenza.

Nella prima fase della simulazione si è preso in considerazione un riscaldamento dell'acqua di 10°C: il range di temperatura dell'acqua in ingresso allo scambiatore varia da 15°C a 35°C.

Dal grafico di Figura 5.8 risulta evidente come per tale applicazione l'adozione di un fluido sintetico sia più conveniente dell'R744, in quanto il COP dell'R410a passa dal valore di 7.363 per una temperatura di condensazione di 28°C al valore di 3.905 nella condizione di 48°C al condensatore. Dall'altra parte la curva caratteristica della CO_2 si mantiene sempre al di sotto della curva dell'R410a: il COP infatti parte da un valore massimo di 5.642 per decrescere fino a 3.291.

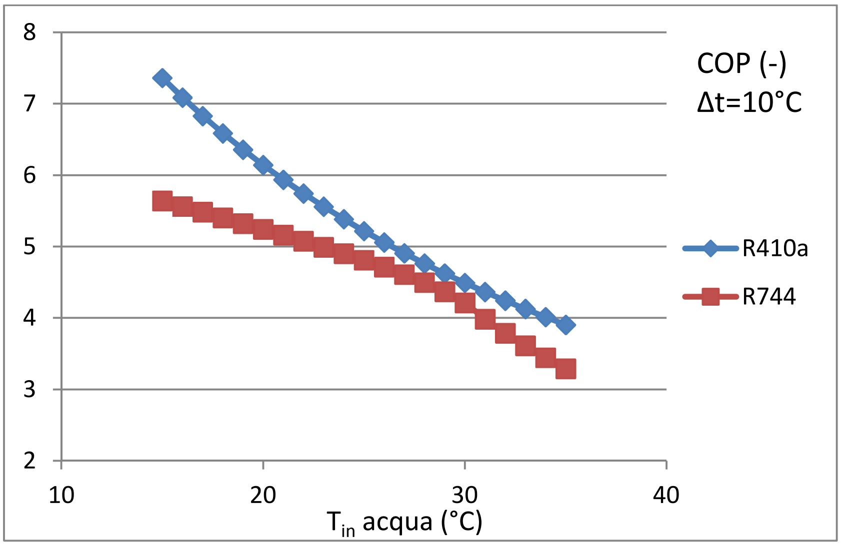


Figura 5.8 – Confronto fra R744 e R410a per un riscaldamento di 10°C

La scarsa convenienza di un ciclo transcritico a CO_2 in questa particolare configurazione del sistema è causata dal ridotto scambio termico che si verifica all'interno del gas cooler, dal quale l'anidride carbonica esce con un elevato

livello energetico non sfruttato per il riscaldamento dell'acqua; per questo motivo si ha una forte penalizzazione sull'effetto utile ottenuto sul lato ad alta temperatura dell'impianto e, di conseguenza, sul COP.

Tale condizione operativa si verifica negli impianti di riscaldamento domestico a bassa entalpia, rappresentati ad esempio da impianti radianti con riscaldamento a pavimento, la cui diffusione è in continuo aumento grazie agli elevati livelli di comfort che sono in grado di assicurare: nella realizzazione di tali impianti, in cui è richiesta una temperatura di uscita dell'acqua di circa 35°C, risulta quindi conveniente adottare un fluido sintetico come fluido operativo.

In seguito si sono presi in esame i risultati ottenuti per una configurazione del sistema a pompa di calore per la produzione di acqua calda sanitaria, quindi con un Δt = 30°C (Figura 5.9). In questo caso emerge l'importante proprietà dell'anidride carbonica di ottenere COP elevati anche per elevate temperature di uscita dell'acqua, a differenza dei fluidi sintetici a ciclo subcritico: questi ultimi, infatti, all'aumentare della temperatura dell'acqua in uscita sono caratterizzati da un proporzionale aumento della temperatura di condensazione in funzione del $\Delta t_{approach}$ adottato, con forte penalizzazione dell'effetto utile (progressivo allontanamento fra le temperature limite del ciclo).

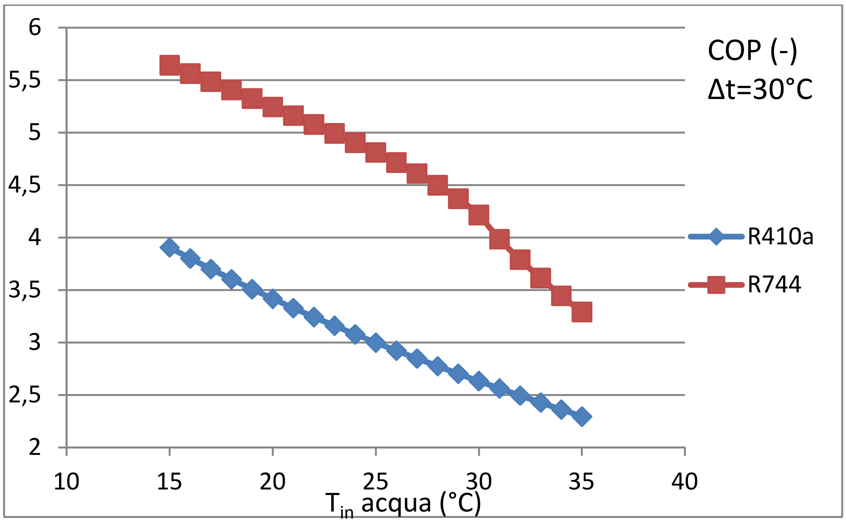


Figura 5.9 – Confronto fra R744 e R410a per un riscaldamento di 30°C

Al contrario l'R744, che presenta in uscita dal compressore temperature molto elevate (oltre 80°C), riesce in questo caso a cedere all'acqua gran parte della potenza termica che possiede in ingresso al gas cooler, con massimizzazione

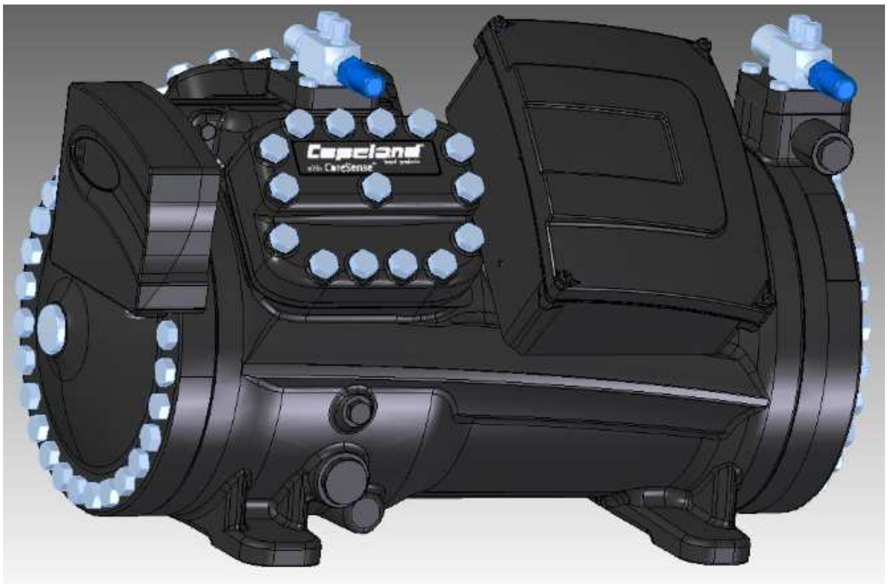
dell’effetto utile. Al fine di favorire questa importante proprietà si adottano scambiatori di calore a piastre, in cui le ampie superfici di scambio termico ed il particolare moto turbolento impresso ai due fluidi permettono di ottenere elevati valori del coefficiente di scambio termico.
Dal grafico ottenuto si nota come il COP per il refrigerante R410a presenti un valore massimo di 3.905 per una temperatura di 15°C dell’acqua in ingresso al condensatore e 45°C in uscita, per poi decrescere fino ad un valore minimo di 2.294 per 65°C in uscita. Invece l’R744, il cui COP dipende dalla temperatura dell’acqua in ingresso al gas cooler e non in uscita, presenta gli stessi valori del caso precedente.

È interessante notare come la curva di prestazione dell’anidride carbonica presenti un brusco calo in prossimità dei 30°C, quindi emerge la necessità di introdurre acqua a temperature basse.
Nelle applicazioni reali ciò implica l’utilizzo dell’R744 in impianti che possiedono dispositivi di stoccaggio dell’acqua, in modo da creare una stratificazione ben controllata. In questo modo è possibile sfruttare al meglio il ciclo transcritico, data anche l’impossibilità di ottenere acqua calda istantanea da parte di un impianto operante a pompa di calore se non disponendo di un’elevata potenza elettrica. La stratificazione dell’acqua nei serbatoi permette di mantenere a temperature differenti grandi portate d’acqua, che possono essere reintrodotte all’interno del circuito della pompa di calore per vari stadi di riscaldamento, garantendo un’elevata resa dell’impianto.
Lo studio effettuato attesta come nel campo delle pompe di calore per la produzione dell’acqua calda sanitaria i sistemi operanti ad anidride carbonica si dimostrino molto competitivi, in quanto le prestazioni fornite in determinate condizioni operative sono superiori rispetto a quelle dei tradizionali impianti operanti con fluidi sintetici.
Per questo motivo si è stabilito di concentrarsi sulla progettazione di un pompa di calore geotermica a CO_2 destinata alla produzione di acqua termosanitaria: grazie alle elevate potenze termiche che si possono ottenere con cicli a compressione transcritici, tale sistema si può utilizzare in applicazioni residenziali, turistiche o industriali.

CAPITOLO 6

6.1 Scelta del compressore transcritico ad R744

All’interno di questo capitolo viene presentata nel dettaglio la progettazione dei componenti della pompa di calore: la prima fase consiste nel determinare quale compressore presente sul mercato sia in grado di soddisfare le condizioni operative richieste dal ciclo transcritico ad anidride carbonica. Attraverso la preziosa collaborazione dello stabilimento MyClima di Treviso, è stato possibile contattare l’azienda Copeland, che riveste un ruolo di leadership mondiale nella realizzazione di compressori a CO_2, grazie alla serie Stream dei compressori semiermetici a quattro cilindri.



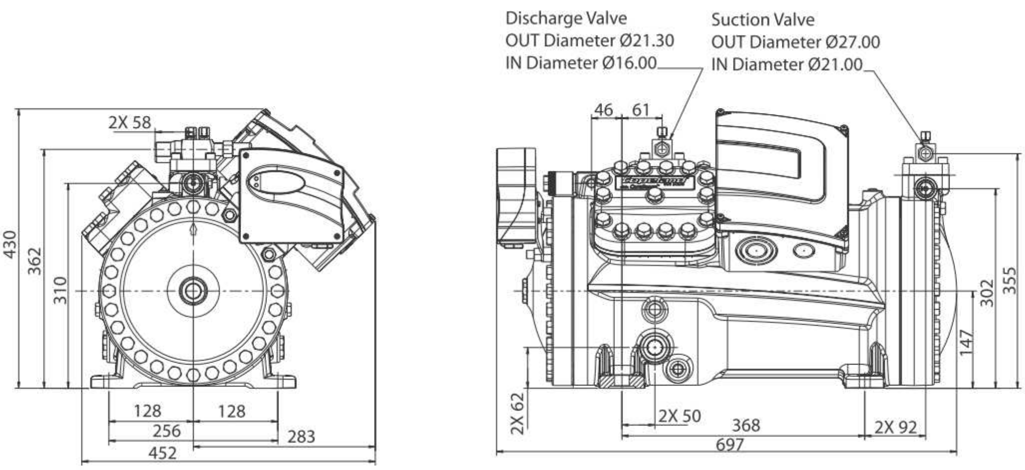


Figura 6.1 – Compressore Copeland Stream 4MTL-12X

Il modello 4MTL-12X, rappresentato in Figura 6.1, permette di raggiungere una pressione di progetto di 135 bar, garantendo allo stesso tempo un basso livello di rumorosità e vibrazioni; esso è inoltre dotato di inverter, che assicura la modulazione della potenza elettrica assorbita in base ai parametri di pressione e temperatura richiesti dall'utenza.

I compressori Stream si distinguono dai compressori alternativi tradizionali presenti sul mercato per l'adozione della tecnologia delle valvole Discus, che garantiscono importanti vantaggi in termini di efficienza. Il nome di tale tecnologia deriva dalla forma conica della valvola di mandata (Figura 6.2): quando è chiusa essa rimane a livello con la piastra valvole, riducendo al minimo lo spazio nocivo quando il pistone si trova nella parte superiore del cilindro, a differenza delle valvole a lamelle tradizionali o reed, la cui configurazione impedisce al pistone di avvicinarsi alla parte superiore del cilindro. Le valvole Discus permettono così al gas di fluire nei cilindri con un minimo aumento di temperatura e riducono al massimo le perdite di pressione attraverso il corpo valvola, oltre alle perdite termodinamiche causate dal volume di riespansione.

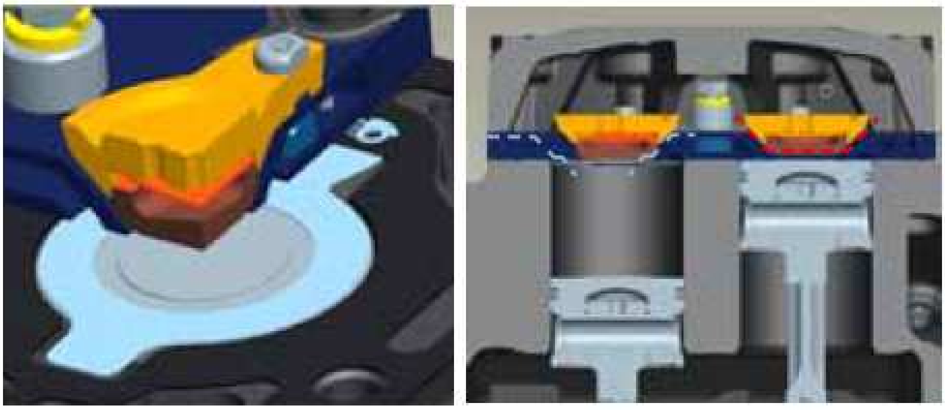


Figura 6.2 – Dettaglio delle valvole Discus nei compressori Stream [17]

Nella Figura 6.3 è presente una fotografia della sezione della testata del compressore, in cui è possibile osservare la disposizione delle valvole a forma conica.



Figura 6.3 – Particolare della sezione del compressore

Un altro punto di forza è rappresentato dal basso livello di rumorosità, con valori di 7dBA inferiori rispetto agli altri compressori presenti sul mercato. Tale riduzione delle emissioni acustiche non è però sufficiente per applicazioni particolarmente sensibili, come ad esempio quelle urbane: di conseguenza è possibile applicare un involucro per l'insonorizzazione, denominato Sound Shell, che consente un'attenuazione aggiuntiva di 15 dBA, come si nota dal grafico di Figura 6.4.

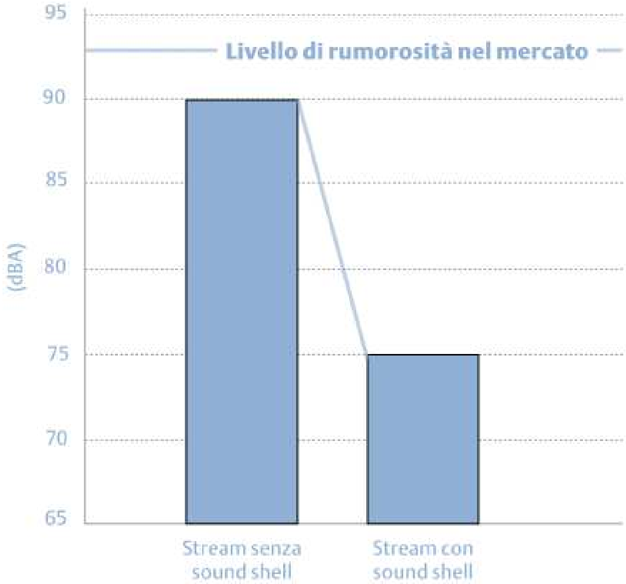


Figura 6.4 – Rumorosità dei compressori Stream in dBA [17]

Esso è costituito da tre componenti principali (Figura 6.5), che ne facilitano l'assemblaggio e consentono l'accesso rapido ai componenti chiave del compressore, come la valvola di manutenzione dell'olio o il pulsante di reset della diagnostica CoreSense, che verrà descritta in seguito. Per costruirla sono state utilizzate tecniche di progettazione e materiali all'avanguardia derivati dal settore automobilistico: i componenti stampati ad iniezione a bassa pressione consentono un'attenuazione del suono decisamente maggiore rispetto alle calotte fonoassorbenti convenzionali, che riducono il rumore di 3–6 dBA a seconda dell'applicazione.

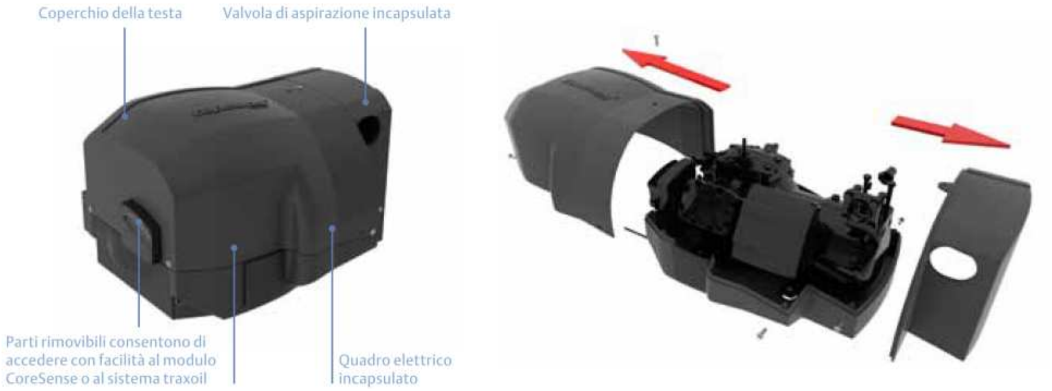


Figura 6.5 – Struttura dell'involucro Sound Shell [17]

Il sistema di diagnostica CoreSense protegge il compressore da eventuali danni come il blocco del rotore, rappresentato in Figura 6.6, la mancanza di fase e squilibri di tensione. Inoltre fornisce protezione da repentine variazioni della temperatura di mandata.

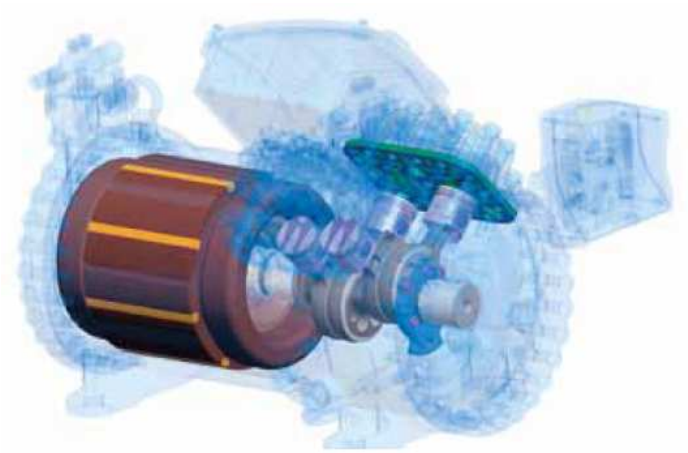


Figura 6.6 – Motore a quattro cilindri del compressore Stream

Esso, inoltre, memorizza, visualizza e comunica le informazioni relative ad eventi critici al cliente ed ai tecnici responsabili della manutenzione, consentendo di diagnosticare i problemi con rapidità e di evitare tempi di inattività del sistema. La cronologia degli allarmi viene memorizzata dalla centralina in diverse fasi, in base ai segnali inviati dai sensori mostrati in Figura 6.7:

- cronologia degli allarmi degli ultimi otto giorni, in cui viene mostrato il numero di eventi quotidiano;
- numero di errori che si sono verificati da quando il compressore è stato messo in funzione per la prima volta;
- numero di ore di esercizio del compressore, numero di avvii, reset e tipo di reset.

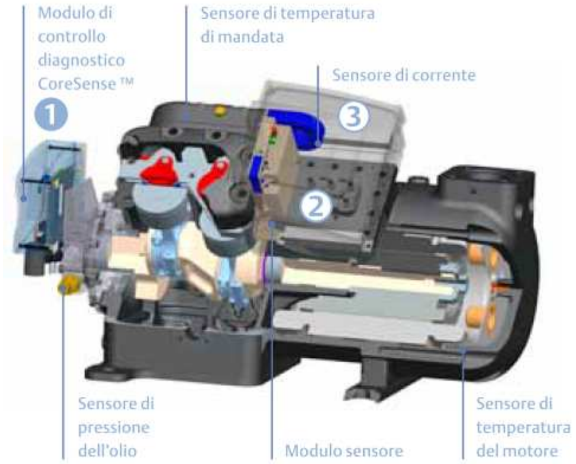


Figura 6.7 – Architettura del sistema CoreSense [17]

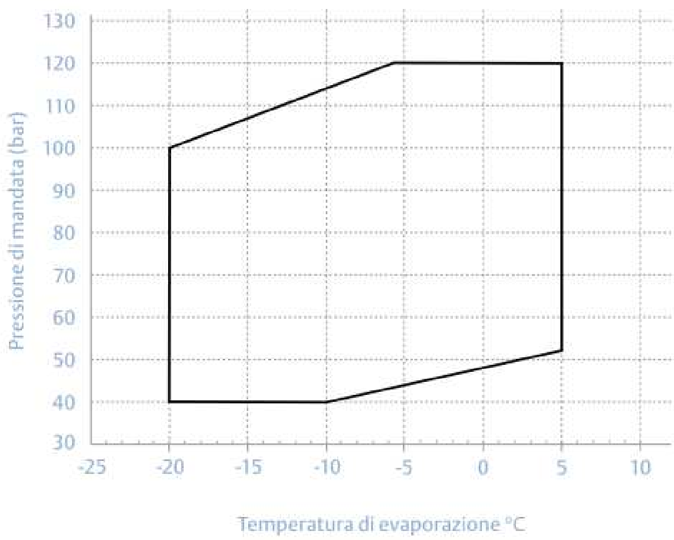


Figura 6.8 – Campo di funzionamento dei compressori Stream ad R744

Il grafico in Figura 6.8 descrive chiaramente l'ampio campo di funzionamento dei compressori Stream funzionanti a CO_2, che riescono a garantire pressioni di mandata transcritiche anche per temperature di evaporazione molto basse.

L'azienda Copeland fornisce inoltre ai progettisti il software di selezione *Select*, che permette la definizione delle principali grandezze termodinamiche di un sistema di refrigerazione oppure di una pompa di calore per eseguire simulazioni e confronti fra le diverse soluzioni tecniche o i diversi parametri operativi adottati.
Dato che il ciclo ad un livello di compressione che si vuole realizzare deve lavorare in campo transcritico, si è deciso di fissare una pressione di mandata pari a 80 bar e di variare gli altri parametri termodinamici al fine di raggiungere il massimo valore del COP.

Le grandezze richieste in input dal programma di selezione sono:

- temperatura di evaporazione in gradi celsius;
- temperatura in ingresso al compressore in gradi celsius;
- pressione di mandata in bar;
- temperatura del gas freddo in gradi celsius.

Come output fornisce le prestazioni nel punto specificato:

- potenza elettrica assorbita in kW;
- flusso massico di CO_2 circolante nel circuito in g/s;
- efficienza isoentropica del compressore in %;
- potenza termica all'evaporatore ed al gas cooler in kW;
- COP del sistema.

Al fine di fornire al software valori attendibili di temperatura della CO_2 durante il suo percorso all'interno del ciclo termodinamico è stato necessario esaminare prima le prestazioni degli scambiatori di calore presenti sul mercato, considerando le particolari proprietà dell'anidride carbonica nel confronto con i refrigeranti tradizionali.

6.2 Gli scambiatori di calore

Una scelta corretta della geometria e del dimensionamento della superficie di scambio termico di evaporatore e gas cooler è fondamentale per ottenere la massima efficienza energetica del ciclo, la quale si ripercuote sul valore del COP della pompa di calore.

Il grado di ottimizzazione riguarda principalmente il disegno dei circuiti percorsi dal fluido frigorifero, nonché la scelta del tipo di geometria in grado di realizzare il miglior compromesso tra cadute di pressione e coefficiente di scambio termico.

La determinazione dei componenti più adatti ad essere inseriti all'interno del ciclo transcritico a CO_2 è stata effettuata con l'ausilio dell'azienda Alfa Laval, specializzata nella produzione di scambiatori di calore a piastre per il settore della refrigerazione, nel quale l'utilizzo dell'R744 come fluido operativo sta prendendo il sopravvento da diversi anni rispetto ai fluidi sintetici tradizionali.

Gli scambiatori di calore a piastre si differenziano da quelli a fascio tubiero, a spirale, a serpentino o ad alette per la loro proprietà di essere estensibili, ovvero permettono, anche ad installazione eseguita, di aumentare o diminuire la potenza di scambio garantendo, in ogni caso, il perfetto funzionamento dell'impianto.

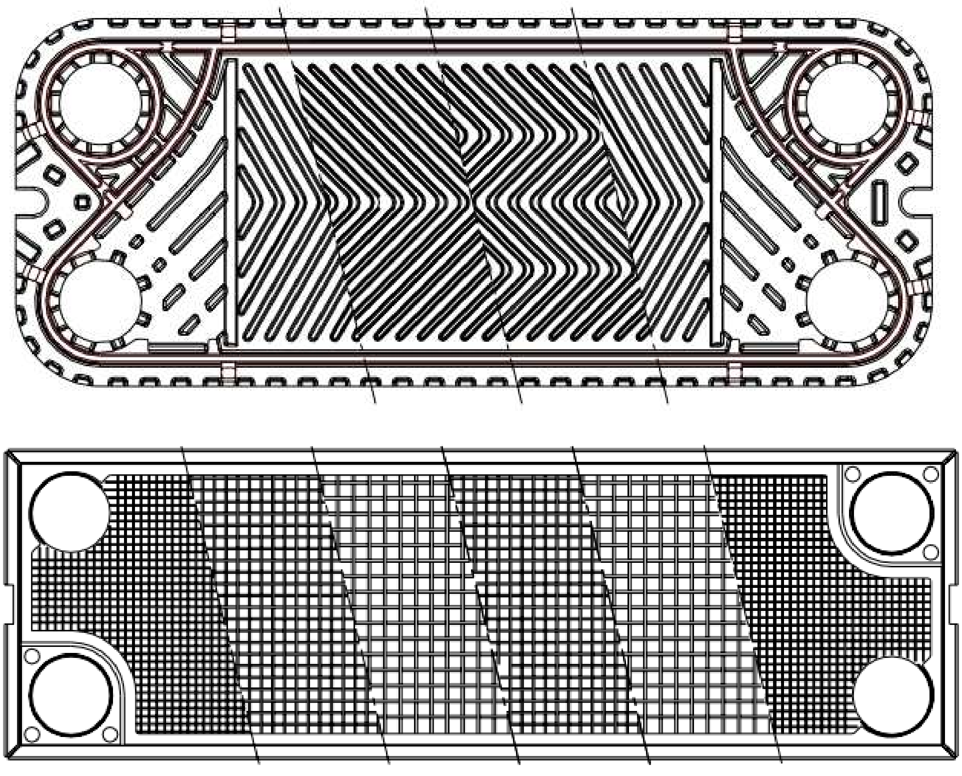


Figura 6.9 – Piastra corrugata e piastra piana

Essi si possono suddividere in due tipologie costruttive: la prima si contraddistingue dall'avere le piastre corrugate in varie geometrie ottenute per imbutitura alla pressa, dotate di guarnizioni in gomma ad esse incollate od agganciate; la seconda invece presenta piastre lisce (piane), guarnizioni in gomma fissate meccanicamente e facilmente sostituibili ed infine turbolatori realizzati in rete metallica, adagiati sulle piastre ed inseriti in apposite sedi all'interno delle guarnizioni medesime (Figura 6.9).
Gli scambiatori a piastre sono molto apprezzati per la compattezza, l'alta efficienza, l'estensibilità, la facilità di manutenzione, la possibilità di complesse circuitazioni e, non ultimo, anche per i costi sempre più competitivi; i campi in cui stanno prendendo il sopravvento sono il teleriscaldamento, il recupero energetico, la refrigerazione, l'impiantistica chimica, farmaceutica ed alimentare.
Dal punto di vista costruttivo, il telaio è formato da due pareti (una fissa ed una mobile) che, per mezzo di tiranti, bloccano in un unico pacco le piastre; dovendo sopportare notevoli pesi e pressioni deve essere adeguatamente robusto. Come si nota in Figura 6.10, il corretto serraggio dei tiranti consente, tramite lo schiacciamento delle guarnizioni in gomma, la perfetta tenuta dell'apparecchio.

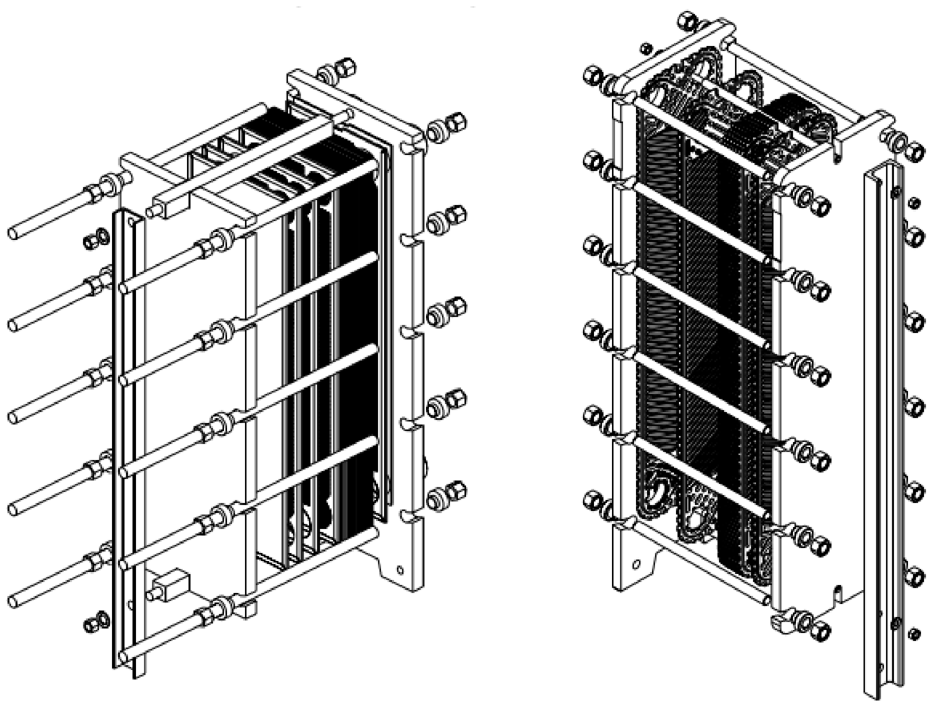


Figura 6.10 – Assemblaggio di uno scambiatore a piastre [18]

I bocchelli di connessione allo scambiatore, che possono essere realizzati in diverse configurazioni (filettati maschio, filettati femmina, predisposti per flange o per essere saldati a tubi), sono in genere collocati sul piastrone fisso per agevolare le operazioni di manutenzione. Le due barre d'allineamento o di guida delle piastre sono anch'esse componenti essenziali e spesso svolgono pure una funzione di supporto delle piastre.

La soluzione a piastre lisce è consigliata per fluidi che richiedono un elevato livello di igiene e nelle situazioni in cui si hanno portate molto differenti nei due circuiti; le guarnizioni in gomma sono fissate sotto un bordo ripiegato ad U e presentano un'apposita sede in cui inserire i turbolatori (Figura 6.11).

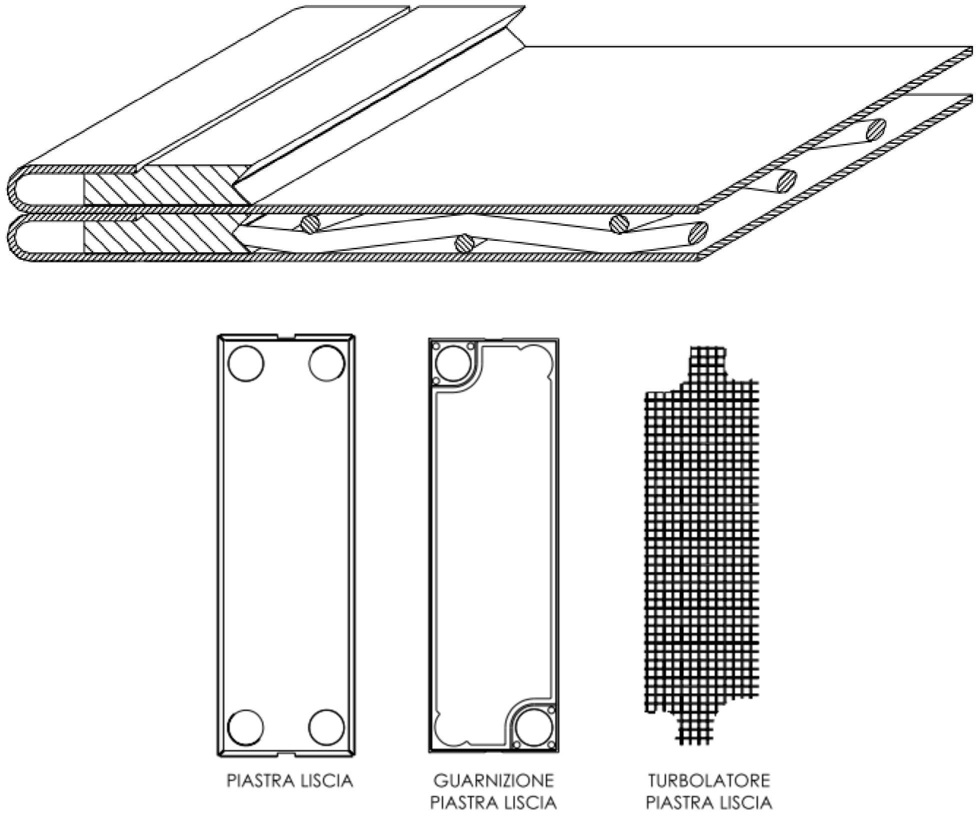


Figura 6.11 – Ancoraggio della guarnizione della piastra liscia e sue componenti

Nelle lastre corrugate, ottenute per stampaggio, le guarnizioni in gomma sono invece fissate per punti (Figura 6.12): la loro disposizione è tale che nel pacco delle piastre i due fluidi si alternino in controcorrente.

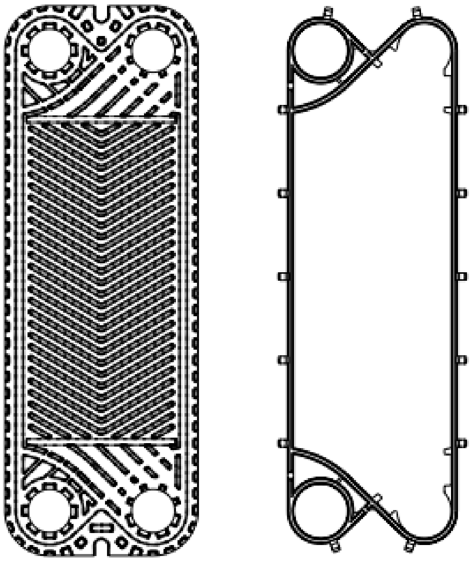


Figura 6.12 – Componenti degli scambiatori a piastre corrugate

Le disposizioni del flusso sono generalmente simmetriche, con canali in parallelo, ma è possibile realizzare anche flussi con canali in serie o misti serie–parallelo: la scelta dipende dal programma termico e dalla lunghezza termica delle piastre, ovvero dalle loro caratteristiche geometriche. Gli scambiatori con piastre lisce hanno gli attacchi incrociati (Figura 6.13), mentre quelli con lastre corrugate hanno gli attacchi paralleli non incrociati (Figura 6.14).

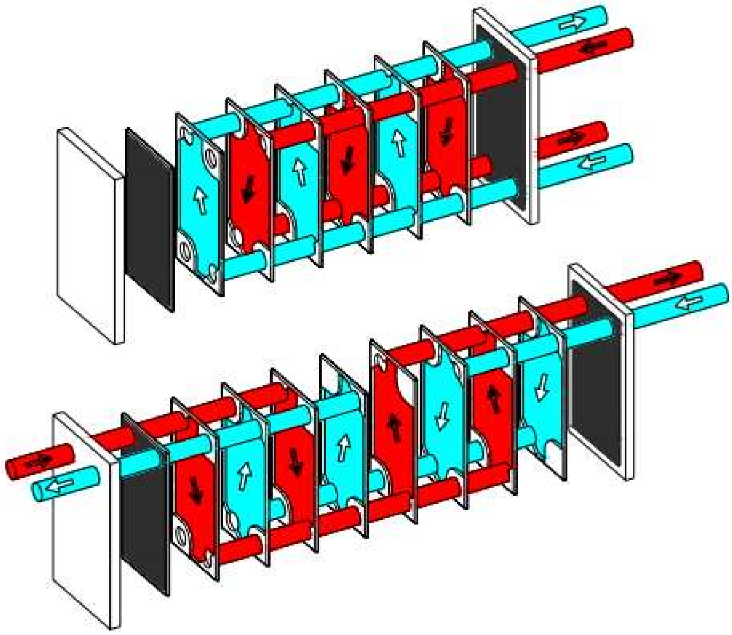


Figura 6.13 – Esempi di flusso in scambiatori a piastre lisce con configurazione a passaggio singolo e a passaggi multipli

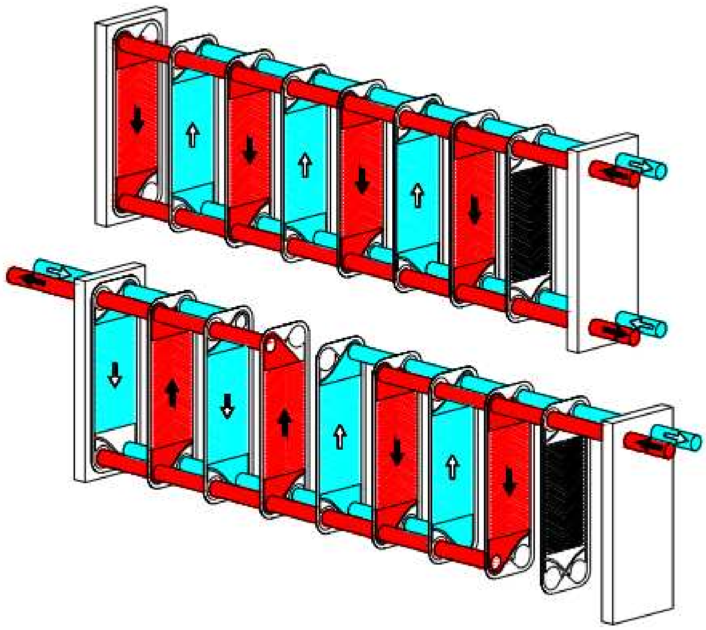


Figura 6.14 – Esempi di flusso in scambiatori a piastre corrugate con configurazione a passaggio singolo e a passaggi multipli [18]

Le lastre corrugate possono essere costruite con qualsiasi materiale stampabile, con notevoli limitazioni per i materiali molto duttili e malleabili, come il rame, poiché rischierebbero, una volta assemblate nello scambiatore e serrate, di perdere la loro forma ottenuta per stampaggio, modificando di conseguenza in modo irreparabile le intercapedini ed i canali di passaggio. I materiali comunemente utilizzati sono acciaio inox AISI 304, AISI 316, titanio, monel, incoloy, hastelloy: la scelta del materiale dipende principalmente da compatibilità ed inattaccabilità chimica al contatto con i vari fluidi e quindi, in ultima analisi, dalla resistenza alla corrosione.

Generalmente la scelta finale fra uno scambiatore a fascio tubiero ed uno a piastre è nettamente favorevole a quest'ultimo, dato il maggior coefficiente globale di scambio termico e quindi la minor superficie impiegata. Anche gli spessori sono notevolmente più sottili, pur non pregiudicando la durata e la sicurezza degli apparecchi. Gli scambiatori a fascio tubiero hanno in generale molte zone di saldatura che, innescando fenomeni di corrosione, possono portare alla foratura anche degli spessori più elevati. Lo scambiatore a piastre lisce offre dei vantaggi anche rispetto a scambiatori a piastre corrugate, in cui rugosità e snervamento del materiale, dettati dallo stampaggio, possono innescare fenomeni corrosivi.

Un fattore da valutare con attenzione è la tendenza di ogni fluido a formare sulle superfici di scambio pellicole di sporco e incrostazioni, fino a veri e propri intasamenti. Qualitativamente si può affermare che i fattori che influenzano il più o meno rapido sporcamento di uno scambiatore sono la velocità dei fluidi, lo stato e la geometria delle superfici di scambio; la velocità, che all'interno di qualsiasi scambiatore è continuamente variabile in direzione e modulo da punto a punto, a causa del percorso accidentato che il fluido è costretto a seguire, è responsabile diretta della turbolenza e della forza erosiva della corrente, nonché della durata del contatto con la superficie e dello spessore dello strato laminare. Le parti critiche dello scambiatore sono quindi quelle in cui la velocità è più bassa: in alcune zone si possono avere anche dei punti di stasi con velocità praticamente nulle.
Di norma ciò non avviene negli scambiatori a piastre, nei quali si hanno sempre ottime distribuzioni di flusso (Figura 6.15).

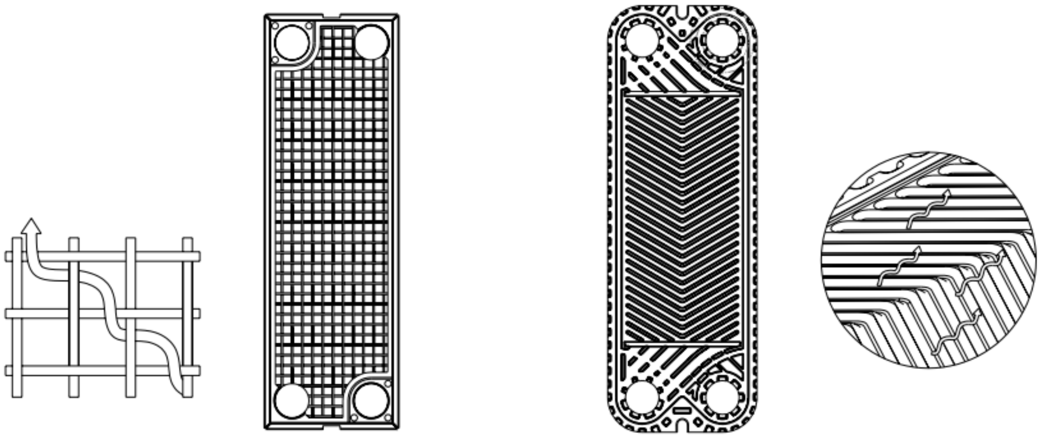


Figura 6.15 – Distribuzione del flusso turbolento fra le piastre

Nella pratica, gli scambiatori a piastre lisce hanno prodotto risultati estremamente validi con fluidi di ogni tipo, poiché le superfici perfettamente lisce delle piastre ostacolano il formarsi della pellicola di sporco o di calcare, mentre il turbolatore sotto forma di rete ha, con i suoi continui movimenti dovuti alle dilatazioni termiche, un marcato effetto disgregante ed autopulente nei confronti delle incrostazioni più dure. D'altra parte i liquidi con particelle troppo grandi in sospensione (diametri dell'ordine del mm) non sono adatti ad essere trattati con scambiatori a piastre.

Molto utilizzati nelle applicazioni estreme sono gli scambiatori di calore saldobrasati (Figura 6.16), che presentano un'elevata efficienza di scambio

termico e si adattano ad ogni genere di esigenza, in particolare sistemi di raffreddamento, chiller, applicazioni industriali per la pastorizzazione, pompe di calore, recupero di calore di scarto ed industrie alimentari.



Figura 6.16 – Scambiatore di calore saldobrasato

Essi trovano largo impiego laddove l'utenza richieda pressioni e temperature di esercizio particolarmente elevate, fino a 40 bar e 195°C; il processo di brasatura che fissa il pacco piastre, in totale assenza di guarnizioni, permette di ottenere elevate potenze termiche ed ingombri molto ridotti. La superficie di scambio termico, funzionante con configurazione a flusso parallelo, è ottenuta mediante la saldobrasatura di piastre in acciaio AISI 304 o AISI 316 corrugate.

All'interno del pacco piastre si formano i canali di scorrimento per i fluidi, circuito primario e secondario, che lambiscono in controcorrente le facce opposte di ciascuna piastra. Le corrugazioni di piastre contigue si toccano formando canalizzazioni frammentarie e molto fitte, tali da far diventare i moti dei fluidi circolanti estremamente turbolenti. I quattro fori presenti su ogni piastra, grazie al loro perfetto allineamento, consentono la formazione di quattro collettori di alimentazione e di raccolta dei fluidi, che vengono riportati all'esterno attraverso quattro passaggi posti sulla superficie della piastra di contenimento anteriore. La saldobrasatura viene eseguita nella periferia delle piastre e nei punti di contatto che vengono a formarsi fra le corrugazioni a "V" delle piastre stesse sovrapposte

in modo alternato (Figura 6.17). È possibile utilizzare fluidi sia allo stato liquido che allo stato aeriforme.

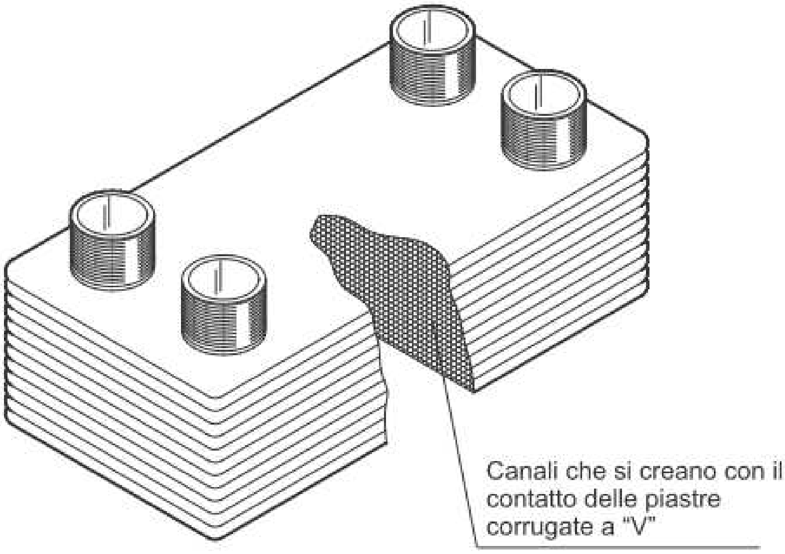


Figura 6.17 – Particolare della brasatura fra le piastre [19]

I materiali di brasatura più utilizzati sono rame e nickel: la Tabella 6.1 ne riporta i possibili impieghi.

	Max. Working Pressure	45bar	140bar	10bar	10bar	30bar	30bar	16bar
	Feature	Standard	R744 (C02) Up to 140 bar	Low Flow Rate Water-to-Water	High Temperature Fluid	Corrosion Resistant Material	Pressure and Thermal Shock Endurable	Evaporator, Separator and Precooler all in 1
	Brazing Material	Copper /Nickel	Copper	Copper	Nickel	Nickel	Copper	Copper
Industry	HVAC	•	•					
	Refrigeration Storage System	•	•			•		
	Heat Pump	•	•					
	Chiller	•					•	
	Semiconductor Cooling	•		•				
	Air Dryer							•
	Processing Cooling	•		•				
	Swimming Pool					•		
	Waste Heat Recovery	•						
	Injection Molding Machine	•					•	
	Pasteurizer	•						
	Laser Cutting/Welding Machine	•						
	Hydraulic System	•					•	
	Wind Power-Gear Box	•					•	
	Boiler	•		•			•	
	Food Processing				•		•	
	Fuel Cell				•			
Application	Evaporator/Condenser	•	•					
	De-superheater/Subcooler	•	•					
	Economizer	•	•				•	
	Oil Cooler	•					•	
	Pre-cooler/Pre-heater	•	•					

Tabella 6.1 – Applicazioni degli scambiatori di calore saldobrasati [19]

6.2.1 Dimensionamento dell'evaporatore

La scelta dei parametri progettuali necessari per dimensionare l'evaporatore è stata effettuata rispettando i vincoli imposti dalla normativa UNI EN 16147, che specifica i metodi di prova per le prestazioni delle pompe di calore aria/acqua, miscela incongelabile/acqua, acqua/acqua, e terreno/acqua con compressore elettrico, comprendenti o connesse ad un serbatoio di acqua calda sanitaria. Per quando riguarda le pompe di calore geotermiche, le cui sonde scambiano calore con il terreno, sono imposte le seguenti temperature di riferimento [30]:

- 0°C come temperatura della soluzione composta da acqua e glicole in ingresso all'evaporatore;
- –3°C come temperatura di ritorno della soluzione in sonda.

Considerando un $\Delta T_{approach}$ = 2°C, valore minimo consigliato dai tecnici dell'azienda Alfa Laval per avere uno scambio termico accettabile fra i fluidi, senza correre il rischio di dimensionare superfici di scambio eccessivamente estese, sono state assegnate le seguenti temperature all'evaporatore:

- temperatura di ingresso della CO_2 = –5°C;
- temperatura di uscita della CO_2 = –2°C.

Dal diagramma di Mollier è possibile ricavare la pressione p = 30.45 bar dell'anidride carbonica quando si trova allo stato di vapore saturo ad una temperatura di –5°C, ovvero le condizioni che si riscontrano all'interno dell'evaporatore.

Attraverso il software *Select 7.7* implementato dai progettisti della Copeland, è stata determinata la potenza elettrica richiesta del compressore 4MTL-12X selezionato per portare il fluido dalla pressione p = 30.45 bar che si ha in uscita dall'evaporatore alla pressione di mandata p = 80 bar necessaria per ottenere un ciclo transcritico, pari a P_{compr} = 10kW. Tali condizioni operative rispettano il campo di funzionamento del compressore scelto, come mostrato dal grafico in Figura 6.18. Considerando la portata massima che tale compressore è in grado di elaborare, uguale a 162 g/s, viene inoltre fornita la potenza termica all'evaporatore Q_{evap} = 23kW.

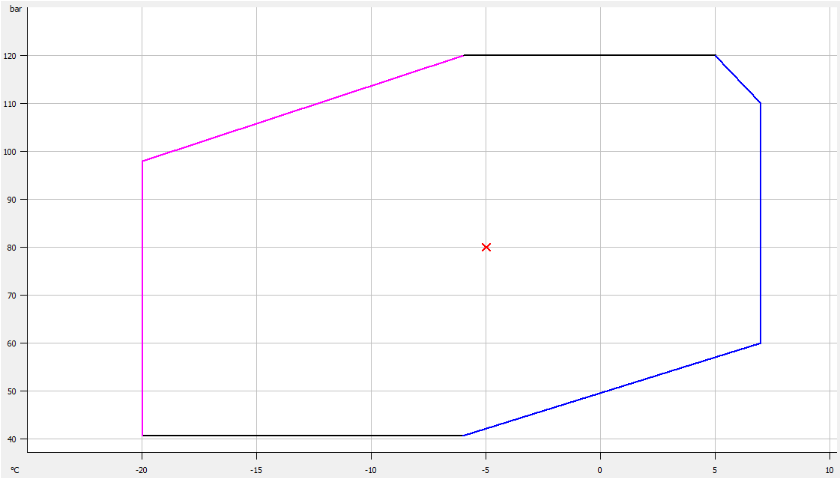


Figura 6.18 – Grafico del punto di funzionamento del compressore: in ascissa è indicata la temperatura di evaporazione, in ordinata la pressione di mandata

Questi dati sono stati inviati ai tecnici del settore commerciale della Alfa Laval, che hanno provveduto a dimensionare lo scambiatore saldobrasato ACH -70X-80H-F, in grado di sopportare una pressione di progetto p = 40 bar, del quale sono di seguito riportate in Tabella 6.2 le specifiche tecniche:

Modello	: ACH-70X-80H-F		
ItemName	: FIORINI EVAP CO2	Data	: 04/11/2013
Unità	: 1		

		Hot side Secondary side	Cold side Primary
side(S4)			
Fluido		30.0% Eth.glycol	Carbon dioxide
Portata di massa	kg/h	7497	440.0
Fluid Condensed/Vaporizzato	kg/h	0.000	330.0
Inlet temperature	℃	0.0	-4.9
Dew p.	℃		-5.0
Outlet temperature(Vapore/liquid)	℃	-3.0	-2.5
Operating pressure(In/Out)	bara	/	30.6/30.5
Perdita di carico	kPa	40.2	8.32
Velocità Connessione(In/Out)	m/s	2.80/2.80	2.37/3.75
Heat exchanged	kW	23.00	
Heat transfer area	m²	3.98	
O.H.T.C clean conditions	W/(m²*K)	2648	
O.H.T.C service	W/(m²*K)	2369	
Fouling resistance*10000	m²*K/W	0.0	
Margine	%	11.8	
Mean Temperature Difference	K	2.4	
Direzione relativa del fluidi		Countercurrent	
Number of passes		1	1
Materialpiastra/ brazing		Alloy 316 / Cu	
ConnessioneS1 (Hot-In) 304		Filettato (esterno)/ 1"1/4 ISO 228/1-G (B32) Alloy	
ConnessioneS2 (Hot-Out) 304		Filettato (esterno)/ 1"1/4 ISO 228/1-G (B32) Alloy	
ConnessioneS3 (Cold-In) Alloy 304		saldatura/brasatura/ 16 mm Multipremixer (D64)	
ConnessioneS4 (Cold-Out)		saldatura/brasatura/ 1-1/8" (H21) Alloy 304	
Codice Pressione		PED	
Design pressure at -196.0 Celsius	Bar	45.0	45.0
Design pressure at 150.0 Celsius	Bar	45.0	45.0
Design temperature	℃	-196.0/150.0	
Overall length x width x height	mm	219 x 111 x 526	
Net weight, empty / operating	kg	16.6 / 24.3	
Package length x width x height	mm	x x	
Package weight	kg		

Physical Properties

	Hot side		Cold side	
(inlet/outlet)	Liquid	Vapore	Liquid	Vapore
Dens	1051/1052		946.3/931.2	80.33/78.52
Cal. Specifico	3.684/3.678		2.697/2.815	1.665/1.575
Visc.	4.24/4.76		0.117/0.113	0.0160/0.0164
Cond. Term.	0.480/0.479		0.119/0.115	0.0162/0.0165
Bub. p.				/-5.0
Dew p.				/-5.0
Mol.W.				44.01/44.01
Cr.pr.				73.77/73.77
Cr.Temp.				31.0/31.0
Lat.heat				245.6/238.8

Tabella 6.2 – Specifiche tecniche dell’evaporatore ACH -70X-80H-F

Come mostrato in Figura 6.19, tale scambiatore presenta quattro connessioni: alle due connessioni anteriori verranno saldate le tubazioni lato CO_2, mentre sul lato posteriore sono presenti i manicotti con filettatura gas ai quali verranno fissati i collettori delle sonde geotermiche (Figura 6.20). Inoltre è prevista l’introduzione di due connessioni sulla parete anteriore, utilizzate per l’inserimento delle sonde, che tengono monitorata costantemente la temperatura dell’acqua all’interno dello scambiatore.



Figura 6.19 – Disegno dell’evaporatore ACH-70X-80H-F

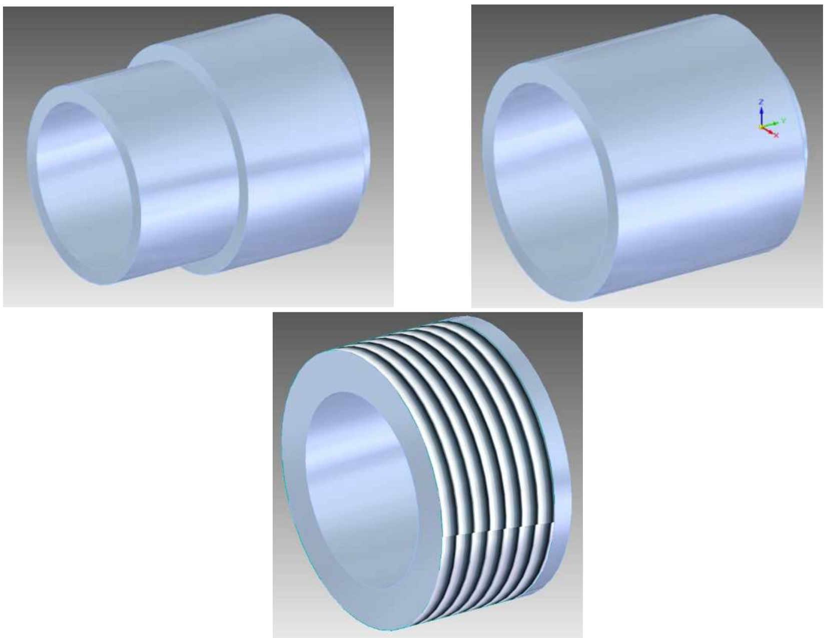


Figura 6.20 – Rappresentazione delle connessioni S3 e S4 di ingresso ed uscita dell’R744 e del manicotto S1 lato sonda

6.2.2 Dimensionamento del gas cooler

Una delle fasi più critiche della progettazione della pompa di calore ha riguardato la scelta del gas cooler, poiché è stato necessario individuare uno scambiatore in grado di resistere a pressioni di progetto superiori a 100 bar, riuscendo allo stesso tempo a non compromettere lo scambio termico fra due fluidi, acqua alla pressione ambiente da un lato ed anidride carbonica ad 80 bar dall’altro, caratterizzati da proprietà termodinamiche molto diverse.
Infatti, come è stato spiegato nel Capitolo 4, la CO_2 presenta un andamento del calore specifico a pressione costante estremamente variabile con la temperatura, in particolare in prossimità del punto critico, come mostra chiaramente il diagramma T–s in Figura 6.21.

Note le prestazioni del compressore Copeland, è stato possibile calcolare la temperatura della CO_2 in ingresso al gas cooler, attraverso la relazione:

$$\eta_{ic} = \frac{h_{2id} - h_1}{h_2 - h_1} = 0.6563 \tag{6.1}$$

Il valore di h_1, ovvero l’entalpia del gas in aspirazione al compressore, si ottiene dal diagramma di Mollier in corrispondenza della temperatura T_1 = –2°C e della pressione di evaporazione; seguendo la curva isoentropica fino alla pressione di

mandata p = 80 bar, si determina il valore dell'entalpia h_{2id}, che rappresenta l'energia specifica del fluido in condizioni ideali.

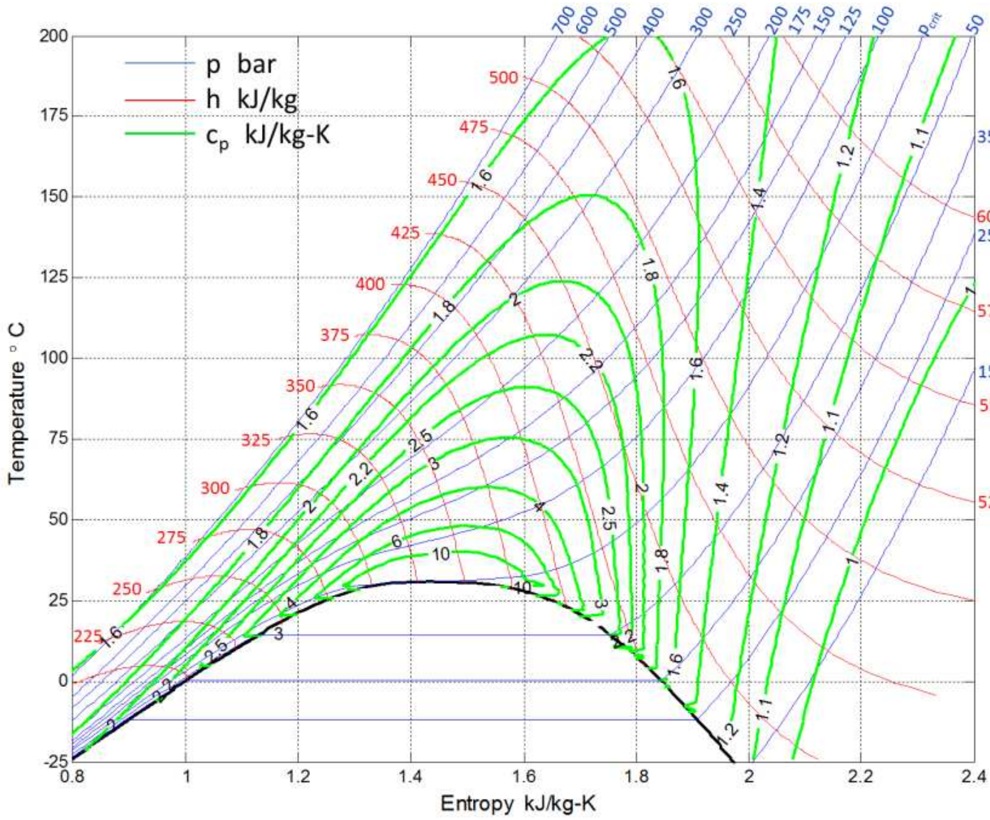


Figura 6.21 – Andamento del calore specifico a pressione costante per l'R744 [20]

Invertendo l'equazione (6.1), si calcola il valore dell'entalpia h_2 dell'anidride carbonica in mandata al compressore:

$$h_2 = \frac{h_{2id} - h_1}{\eta_{ic}} + h_1 = \frac{479\,\frac{kJ}{kg} - 438.18\,\frac{kJ}{kg}}{0.6563} + 438.18\,\frac{kJ}{kg} = 500.38\,\frac{kJ}{kg} \qquad (6.2)$$

Infine, introducendo in input la pressione e l'entalpia del punto 2, è possibile determinare dal diagramma T_2 = 86°C, che rappresenta la temperatura del fluido in ingresso al gas cooler. Poiché la pompa di calore da progettare è adibita alla produzione di acqua calda sanitaria ad alta temparatura, si è considerata una temperatura dell'acqua in ingresso allo scambiatore pari a 15°C, mentre in uscita si desidera ottenere 60°C.

Tramite il software di dimensionamento degli scambiatori Alfa Laval, si è cercato di ottenere un profilo di temperatura nei due lati del gas cooler tale da non avere incroci indesiderati fra le due curve (Figura 6.22).

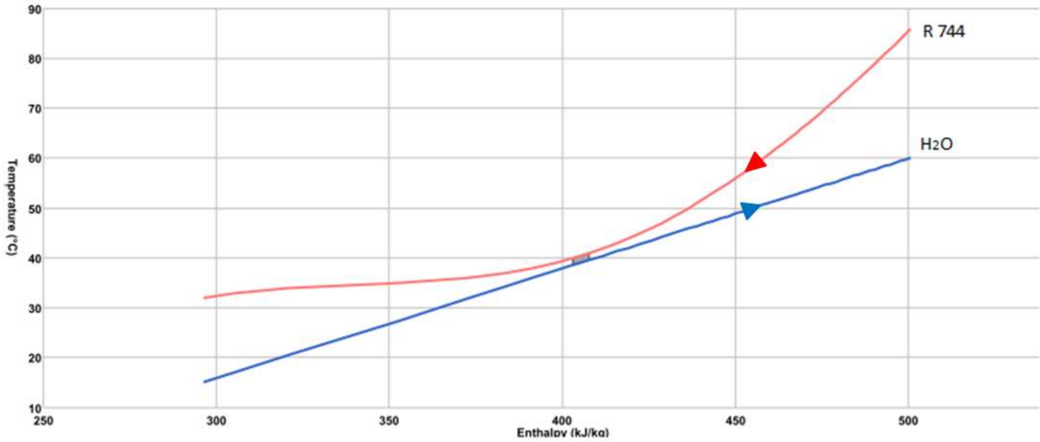


Figura 6.22 – Profili di temperatura fra i fluidi all'interno del gas cooler

A causa della forte variabilità del calore specifico della CO_2 lungo lo scambiatore, si ottiene un profilo di temperatura molto particolare: la minima temperatura in uscita che è possibile ottenere senza provocare incroci fra le due curve è pari a 32°C. Introducendo tale parametro all'interno del software *Select 7.7*, si acquisisce la potenza termica Q_{gc} che è possibile scambiare al gas cooler, uguale a 32.5kW. È quindi possibile calcolare il COP della pompa di calore:

$$COP = \frac{Q_{gc}}{P_{compr}} = \frac{32.5\ kW}{10\ kW} = 3.25 \qquad (6.3)$$

Tale Coefficient of Performance permette di accedere agli incentivi statali destinati agli impianti alimentati da fonti rinnovabili, pari al 50% dell'investimento iniziale, poiché rispetta i requisiti elencati nell'Allegato 2 del Decreto Legislativo n.28 del 3 marzo 2011, secodo il quale per le pompe di calore dedicate alla sola produzione di acqua sanitaria è richiesto un COP > 2.6 misurato secondo la norma UNI EN 16147 [31].

Nella Tabella 6.3 sono elencate le specifiche tecniche dello scambiatore saldobrasato AXP52-74H-F, in grado di garantire una pressione di progetto pari a 130 bar.

Modello : AXP52-74H-F
ItemName : Data : 24/10/2013
Unità : 1

		Hot side Primary side(S4)	Cold side Secondary side
Fluido		Carbon dioxide	Acqua
Portata di massa	kg/h	564.2	612.4
Fluid Condensed/Vaporizzato	kg/h	0.000	0.000
Inlet temperature	°C	86.0	15.0
Dew p.	°C		
Outlet temperature(Vapore/liquid)	°C	32.0	60.0
Operating pressure(In/Out)	bara	80.0/79.5	
Perdita di carico	kPa	49.2	16.2
Velocità Connessione(In/Out)	m/s	2.61/0.615	0.241/0.245
Heat exchanged	kW	32.00	
Heat transfer area	m²	3.67	
O.H.T.C clean conditions	W/(m²*K)	2365	
O.H.T.C service	W/(m²*K)	2156	
Fouling resistance*10000	m²*K/W	0.0	
Margine	%	9.69	
Mean Temperature Difference	K	4.0	
Direzione relativa del fluidi		Countercurrent	
Number of passes		4	4
Materialpiastra/ brazing		Alloy 316 / Cu	
ConnessioneS2 (Cold-Out) Alloy 304		Filettato (esterno)/ 1 1/4" ISO 228/1-G (V24)	
ConnessioneS3 (Hot-In)		Saldatura/ 21.7 (J21XP) Alloy 304	
ConnessioneT2 (Cold-In) Alloy 304		Filettato (esterno)/ 1 1/4" ISO 228/1-G (V24)	
ConnessioneT3 (Hot-Out)		Saldatura/ 21.7 (J21XP) Alloy 304	
Codice Pressione		PED	
Design pressure at -10.0 Celsius	Bar	130.	130.
Design pressure at 150.0 Celsius	Bar	130.	130.
Design temperature	°C	-10.0/150.0	
Overall length x width x height	mm	279 x 160 x 582	
Net weight, empty / operating	kg	53.5 / 60.4	
Package length x width x height	mm	x x	
Package weight	kg		

Physical Properties

(inlet/outlet)	Hot side Liquid	Vapore	Cold side Liquid	Vapore
Dens	153.8/652.1		998.8/982.2	
Cal. Specifico	1.441/7.609		4.197/4.174	
Visc.	0.0202/0.0501		1.14/0.465	
Cond. Term.	0.0282/0.0765		0.595/0.653	

Tabella 6.3 – specifiche tecniche del gas cooler AXP52-74H-F

Tale scambiatore deve operare in condizioni assai critiche, soprattutto per quanto riguarda la pressione di progetto, perciò presenta una struttura diversa rispetto ai normali scambiatori saldobrasati: come è rappresentato in Figura 6.23, le piastre brasate sono racchiuse fra due pareti in acciaio AISI 316, collegate tramite barre filettate ϕ16, necessarie a mantenere l'assieme stabile anche per elevate pressioni di funzionamento.

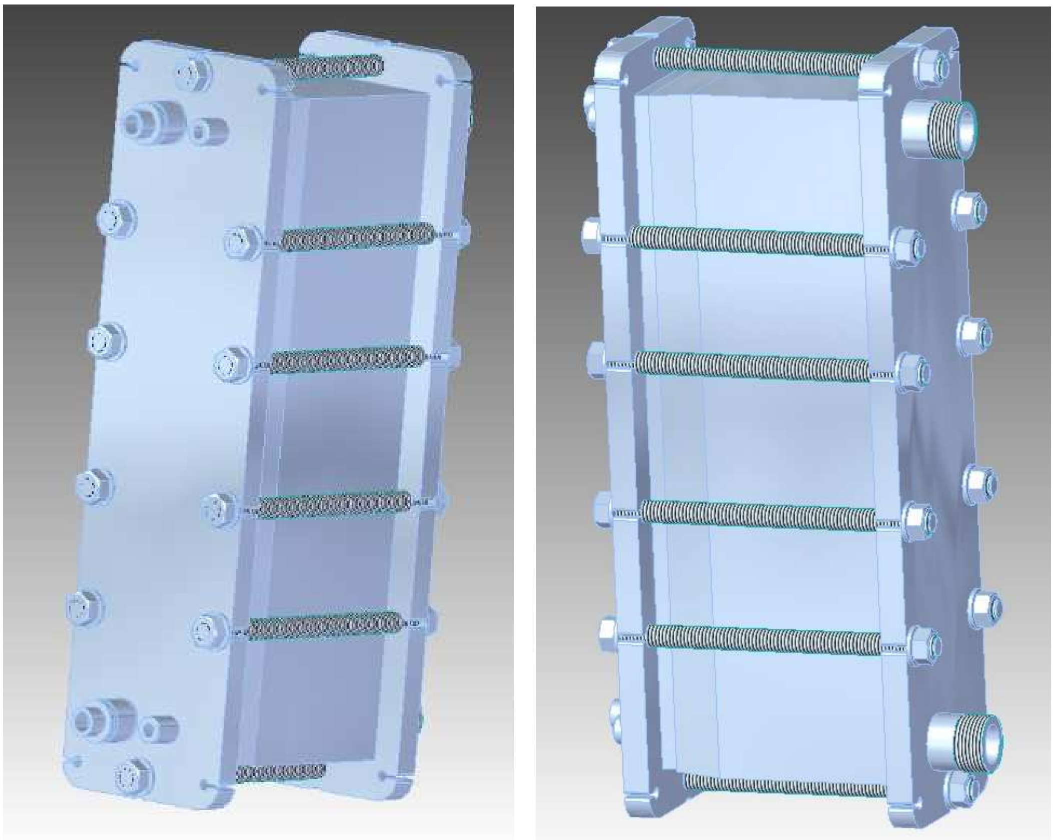


Figura 6.23 – Disegno del gas cooler AXP52-74H-F

Come l’evaporatore, presenta quattro connessioni: i due bocchelli ai quali vengono saldati i tubi lato fluido frigorifero e i due manicotti filettati ai quali verranno fissati i collettori lato impianto idrico (Figura 6.24).

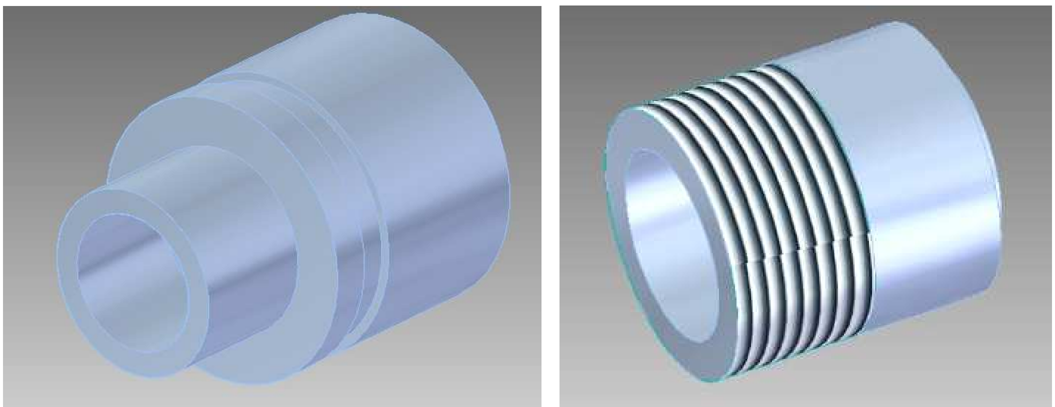


Figura 6.24 – Rappresentazione delle connessioni del gas cooler

6.3 Realizzazione del telaio della pompa di calore

Noti gli ingombri del compressore e dei due scambiatori di calore, si è proceduto a dimensionare il basamento e la parete posteriore su cui fissare tali componenti: si è scelto di utilizzare delle lamiere in acciaio zincato con spessore pari a 3 mm.

Il basamento presenta una lunghezza di 941 mm, una larghezza di 857 mm ed un'altezza di 59,3 mm; la schiena dell'impianto è invece caratterizzata da una larghezza di 865 mm, un'altezza di 995 mm ed una profondità di 139 mm. Come si nota dalle Figure 6.25 e 6.26, l'intera struttura poggia su quattro piedini antivibranti in gomma.



Figura 6.25 – Vista dimetrica della struttura



Figura 6.26 – Particolare della parte inferiore della struttura

Il compressore poggia su due lamiere ad omega, fissate al basamento tramite rivetti monobolt in acciaio AISI 316, lega che presenta nella sua composizione chimica un’elevata percentuale di nichel e molibdeno, quindi dotata di una notevole resistenza alla corrosione: perciò offrono eccellenti prestazioni in applicazioni che richiedono resistenza strutturale ed alle vibrazioni.

Il monobolt, mostrato in Figura 6.27, viene installato con un apposito attrezzo che, mentre trattiene la testa con un collare, garantendo il corretto posizionamento del rivetto, tira verso l’esterno la spina, in modo da formare la controtesta per deformazione plastica, come descrive la seguenza in Figura 6.28; successivamente la spina viene staccata a trazione, essendo dotata di un’apposita zona di rottura.



Figura 6.27 – Rivetto monobolt

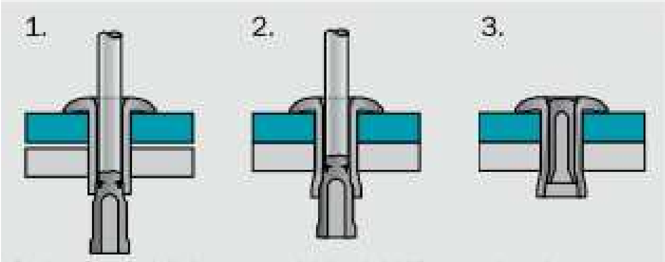


Figura 6.28 – Sequenza di fissaggio di un rivetto monobolt

Tra ogni piede del compressore e la lamiera sono interposti inserti antivibranti in acciaio rivestiti in gomma (Figura 6.29): essi presentano una protusione che viene inserita all'interno di un apposito foro in ogni piede e vengono fissati all'omega tramite viti M8, che vengono serrate in particolari inserti filettati a testa esagonale posizionati nella lamiera, come è possibile osservare in Figura 6.30.

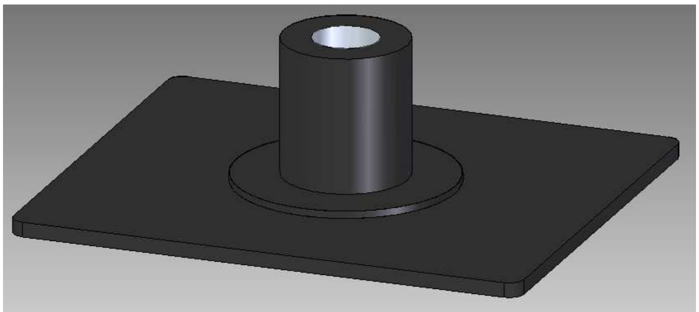


Figura 6.29 – Inserto antivibrante per i piedi del compressore

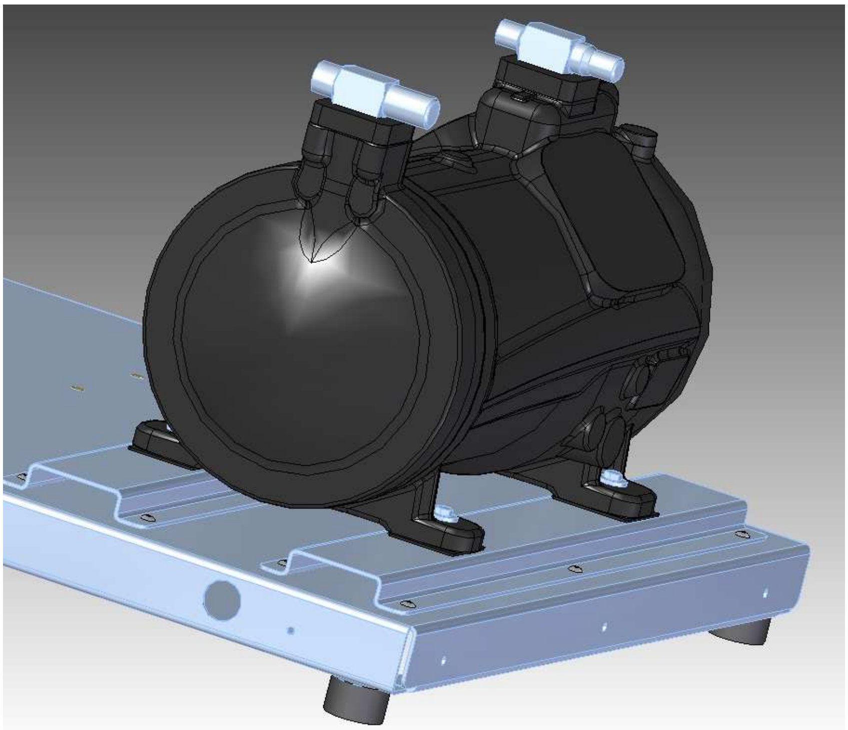


Figura 6.30 – Fissaggio del compressore al basamento

Prima di procedere con il montaggio degli scambiatori, è stato necessario esaminare l'introduzione di una coibentazione in polietilene espanso (Figura 6.31), caratterizzata da uno spessore di 10 mm, necessaria per non avere dispersione termica verso l'esterno e per evitare la condensa del fluido sulle pareti.

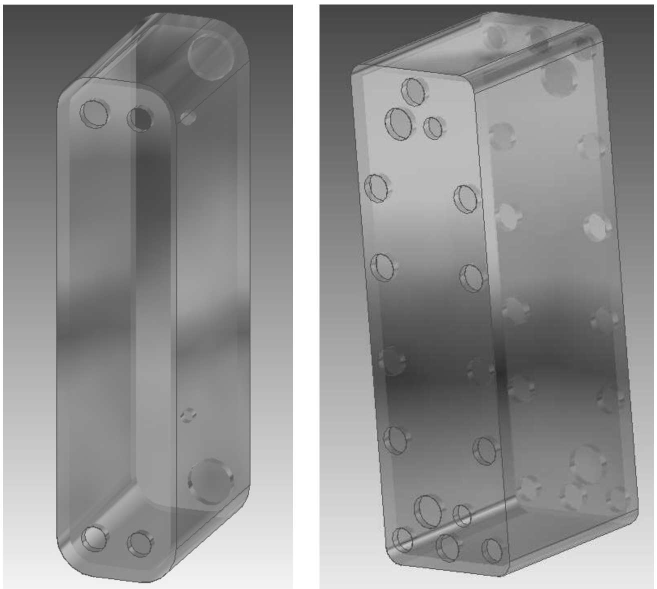


Figura 6.31 – Coibentazioni degli scambiatori di calore

In seguito è stata effettuata l'installazione di evaporatore e gas cooler sulla parete posteriore della pompa di calore (Figura 6.32): il primo viene fissato tramite il semplice serraggio di due prigionieri, mentre per il secondo, caratterizzato da un peso ed ingombri maggiori, è stato ideato un particolare piedino appoggiato al basamento.

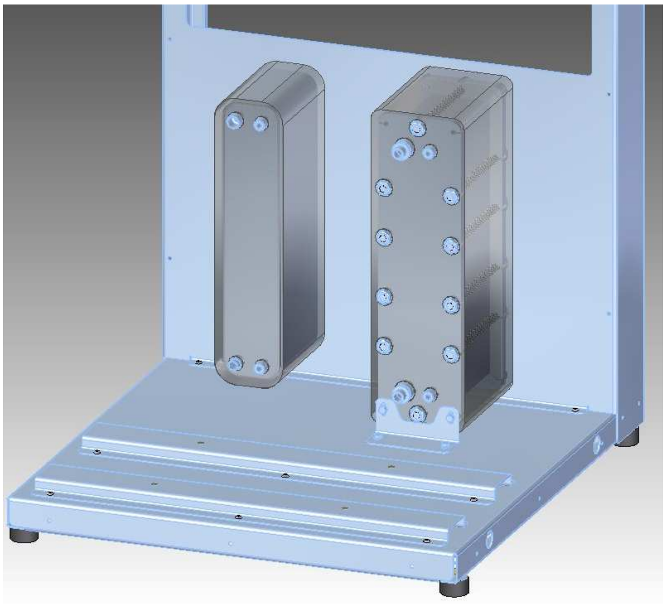


Figura 6.32 – Montaggio degli scambiatori di calore

Anch’esso è costuito da lamiera zincata di 3 mm ed è dotato di quattro asole che ne permettono il fissaggio con il basamento e con il gas cooler tramite bulloni M8, come rappresenta la Figura 6.33; al fine di non provocare un accoppiamento diretto fra piede e coibentazione, che provocherebbe lo schiacciamento di quest’ultima, è stata prevista l’introduzione di boccole in acciao zincato in corrispondenza dei bulloni.

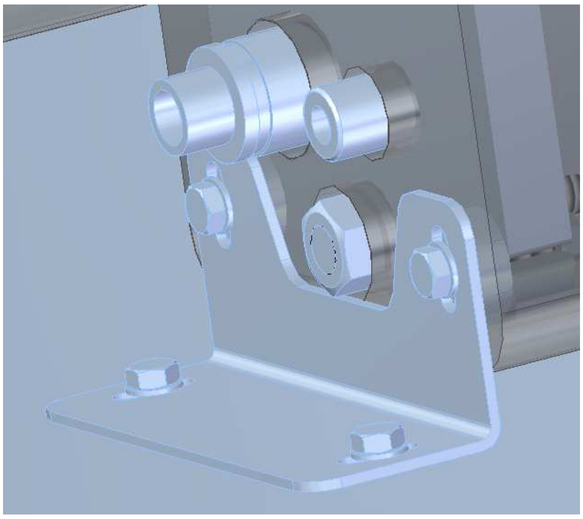


Figura 6.33 – Disegno del piedino di sostegno del gas cooler

Il passo successivo ha riguardato la scelta della valvola di laminazione, necessaria a garantire il passaggio di stato da gas a liquido dell’anidride carbonica in uscita dal gas cooler, attraverso una trasformazione isoentalpica che abbatte il valore della pressione, portandola dagli 80 bar di mandata a circa 30 bar in ingresso all’evaporatore. Tale operazione permette di completare il circuito termodinamico rappresentato in Figura 6.34, sul quale si basa il funzionamento della macchina.

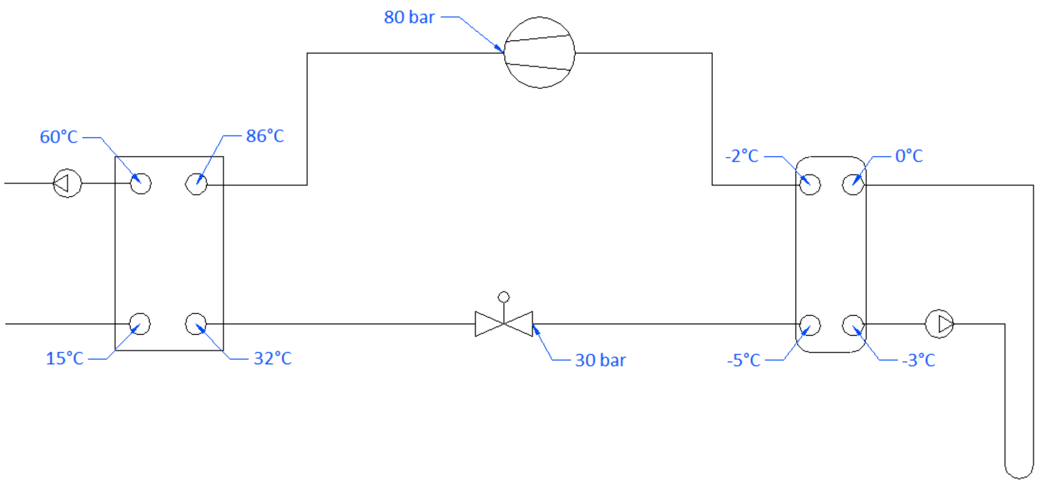


Figura 6.34 – Schema dell’impianto per la produzione di acqua termosanitaria

6.4 La valvola di laminazione

In commercio esistono molte tipologie di valvole ed organi di laminazione, che si differenziano per il principio di funzionamento e per le caratteristiche del fluido frigorifero che devono trattare: essi hanno la funzione di abbattere attraverso uno strozzamento la pressione tramite dissipazione viscosa e rappresentano un regolatore di portata, la quale si può modificare al variare dei parametri termodinamici del ciclo.

Le valvole di laminazione si suddividono in due gruppi:

- valvole termostatiche: rilevano la temperatura del vapore surriscaldato all'uscita dell'evaporatore e variano con un sistema a retroazione la portata di refrigerante in modo da renderla costante; ciò permette al ciclo frigorifero di adattarsi alle variazioni di carico termico sull'evaporatore. Possono essere manuali o elettroniche, accoppiate con un motore elettrico passo–passo in grado di variare con continuità l'apertura della valvola, evitando fenomeni di pendolazione;
- valvole a pressione costante: mantengono costante la pressione all'evaporatore durante tutto il ciclo di funzionamento del compressore. È possibile variare entro certi limiti il valore della pressione di riferimento attraverso la rotazione di una vite di regolazione.

In un impianto frigorifero o a pompa di calore, in cui nello scambiatore di alta pressione il fluido refrigerante monocomponente si trova in condizioni supercritiche e nel quale la laminazione avviene direttamente dall'alta pressione fino alla pressione di evaporazione, non è possibile ottenere un controllo indiretto dell'alta pressione mediante la variazione della temperatura del fluido una volta fissate le caratteristiche dello scambiatore di calore (superfici di scambio, perdite di carico, portate dei fluidi), come invece avviene nei cicli subcritici.

Le valvole di laminazione, infatti, sono organi di controllo che si basano sulla legge delle fasi di Gibbs, secondo la quale il numero di gradi libertà necessari a descrivere lo stato di un fluido è dato dalla seguente relazione:

$$V = C - F + 2$$

V = numero dei gradi di libertà;

C = numero componenti del fluido frigorifero;

F = numero delle fasi.

Di conseguenza, per un fluido monocomponente in fase di vapore, al fine di descriverne il punto di funzionamento, è necessaria la conoscenza di due grandezze intensive. Nel caso dell'anidride carbonica in fase transcritica, in corrispondenza di una data pressione sono definiti infiniti valori di temperatura, perciò è necessario fissare sia pressione che temperatura per ottenere il completo controllo sullo stato del fluido.

Mantenendo costanti le temperature di evaporazione e di uscita della CO_2 dal gas cooler, il COP del sistema dipende dalla pressione di mandata del compressore: il compito della valvola consiste nel mantenere costante il valore ottimale della pressione massima del ciclo, calcolato attraverso l'equazione descritta all'interno del Capitolo 4.

In questo modo si corre però il rischio di non garantire una corretta alimentazione di fluido all'evaporatore, al variare delle condizioni di funzionamento dell'impianto.

Sono stati perciò sviluppati alcuni metodi di controllo per i cicli transcritici:

- valvola a retropressione costante (back pressure valve);
- valvola a retropressione costante accoppiata con una valvola termostatica e con un separatore di liquido;
- valvola differenziale accoppiata con una valvola termostatica e con un separatore di liquido;
- valvola termostatica;
- tubi capillari;
- valvole elettroniche.

6.4.1 Valvola a retropressione costante

È la valvola tradizionalmente impiegata nei cicli transcritici: il suo funzionamento dipende da un otturatore comandato dalla pressione di monte che, in contrasto con una molla a tensione regolabile, agisce su un soffietto collegato rigidamente all'otturatore stesso (Figura 6.35); la valvola mantiene praticamente costante la pressione di uscita dal gas cooler, in quanto reagisce ad un incremento di pressione aumentando la sezione di flusso.

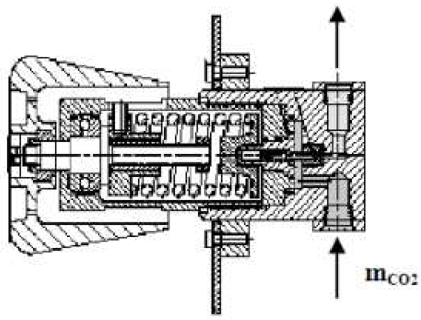


Figura 6.35 – Sezione laterale di una valvola a retropressione costante

Se tale tipo di valvola è efficace nel mantenere costante la pressione massima del ciclo, non è però in grado di assicurare una corretta alimentazione all'evaporatore ai fini dello scambio termico; perciò si adotta una tecnica che consiste nel caricare l'impianto con una quantità controllata di fluido, in modo da assicurare la presenza di liquido in un separatore collocato all'uscita dell'evaporatore, come mostra la Figura 6.36.

Il liquido presente nel separatore viene fatto evaporare parzialmente per raffreddare il fluido ad alta pressione in ingresso alla valvola di laminazione; la conservazione del liquido nel ricevitore richiede in regime stazionario il reintegro della quantità evaporata attraverso l'introduzione di un'equivalente massa proveniente dall'evaporatore. Il liquido contenuto nel ricevitore costituisce inoltre una riserva che consente trasferimenti di carica verso gli scambiatori di calore come riposta ad eventuali variazioni delle condizioni operative.

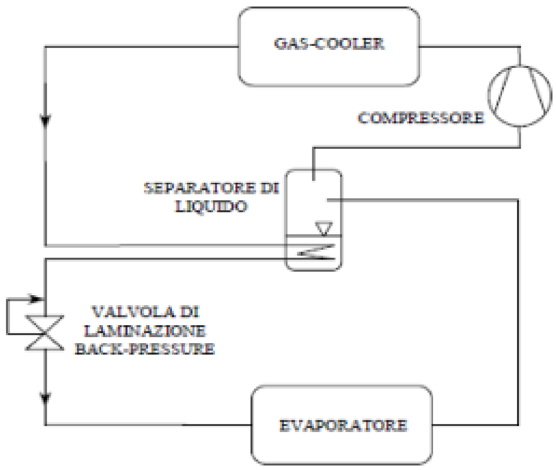


Figura 6.36 – Soluzione impiantistica per il controllo della portata all'evaporatore con separazione di liquido e valvola back–pressure [21]

6.4.2 Valvola a retropressione abbinata ad una termostatica

Lo schema con valvola back–pressure considerato al punto precedente richiede una specifica configurazione del sistema evaporatore–separatore, per il quale non si possono utilizzare i criteri consolidati relativi ai tradizionali evaporatori ad espansione secca.

La soluzione di Figura 6.37 risponde all'esigenza di alimentare gli evaporatori mediante tradizionali valvole termostatiche, regolando allo stesso tempo la pressione massima del ciclo mediante una valvola back–pressure; quest'ultima effettua una prima laminazione del fluido dalla pressione del gas cooler alla pressione intermedia del separatore di liquido, il quale a sua volta alimenta una valvola termostatica che serve un comune evaporatore ad espansione secca.

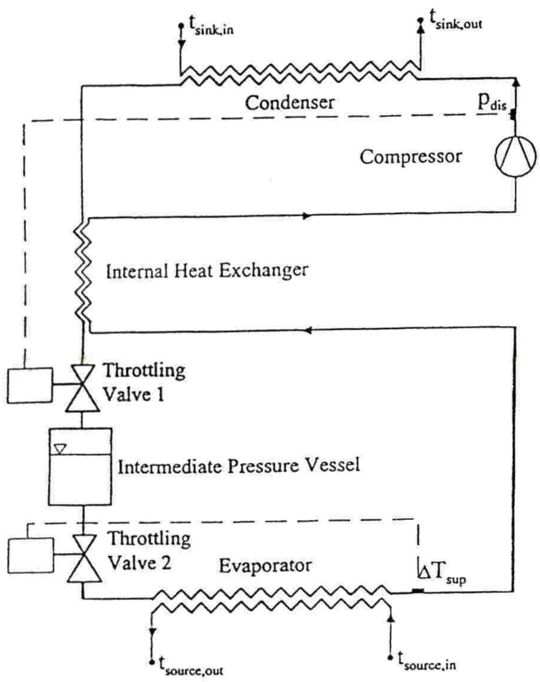


Figura 6.37 – Sistema di laminazione composto da una valvola a retropressione seguita da una valvola termostatica, con interposto un separatore di liquido [21]

La carica di fluido deve essere tale da assicurare in ogni condizione operativa la presenza di una fase liquida nel separatore e da compensare le variazioni della portata stessa all'interno del circuito in base alle diverse condizioni operative.

Il sistema illustrato, dotato di valvole poste in serie e di un separatore di liquido, permette di garantire all'uscita della valvola back–pressure condizioni di pressione tali da ottenere liquido saturo, raccolto dal separatore di liquido.

Considerando il grafico in Figura 6.38, il punto1 rappresentativo delle condizioni del fluido all'ingresso della valvola è fissato dal suo valore di taratura e dalla temperatura del fluido all'uscita del gas cooler, pertanto il valore della pressione all'uscita è determinato dall'intersezione tra la curva limite inferiore a la curva isoentalpica che parte dal punto1.

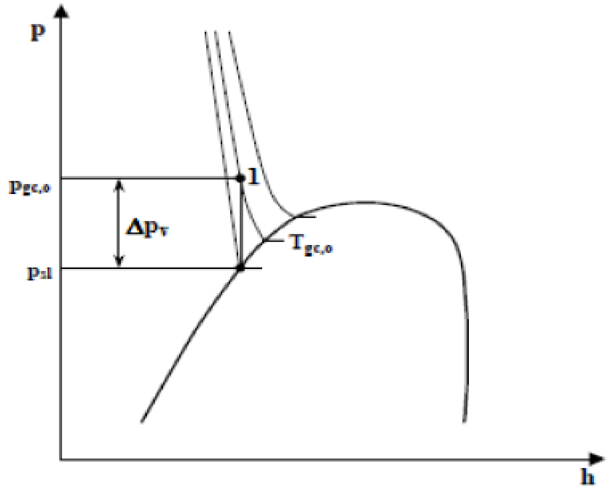


Figura 6.38 – Rappresentazione sul diagramma p – h della laminazione del fluido

Il fluido all'interno del ricevitore si trova in condizioni di saturazione, come risulta dalla presenza contemporanea di fase liquida e fase aeriforme, di conseguenza lo stato di uscita dalla valvola deve essere di liquido saturo, condizione necessaria per avere condizioni di regime stazionario nel circuito. Graficamente la trasformazione di fase corrisponde al salto di pressione Δp_V, il quale permette di garantire in ogni condizione la presenza di liquido saturo in uscita dalla valvola.

6.4.3 Valvola differenziale abbinata ad una valvola termostatica

Una soluzione alternativa è fornita dall'utilizzo di una valvola differenziale (Figura 6.39), che opera attraverso l'equilibrio fornito dalla risultante tra le forze di pressione agenti a monte ed a valle dell'otturatore e la tensione della molla, che definisce la portata di fluido in proporzione alla caduta di pressione che si realizza. La valvola differenziale opera in modo da mantenere costante la caduta di pressione al variare della portata e delle condizioni operative. Analogamente alla valvola a retropressione, essa opera accoppiata ad un separatore di liquido ed a una valvola termostatica, come descrive lo schema in Figura 6.40: anche in

questo caso la presenza del ricevitore, contenente una miscela liquido–vapore, permette l'uscita verso l'evaporatore di liquido saturo.

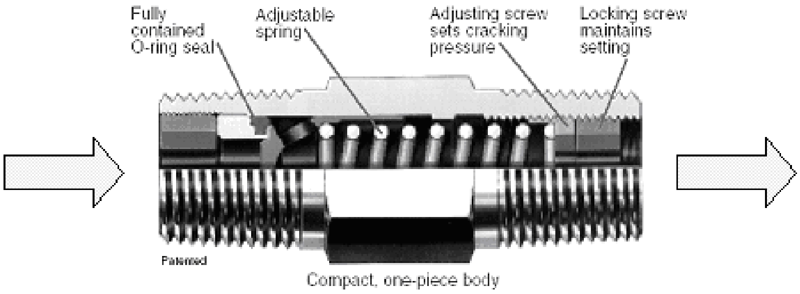


Figura 6.39 – Sezione di una valvola differenziale

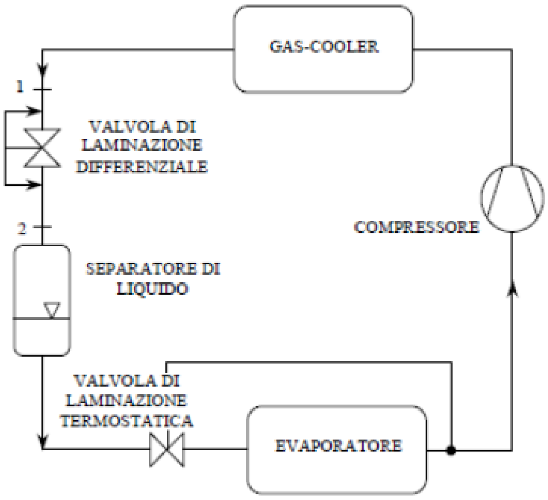


Figura 6.40 – Sistema di laminazione con valvola differenziale [21]

Il processo di laminazione isoentalpico è definito a partire dalla taratura della valvola, a cui corrisponde una determinata caduta di pressione, compresa tra la curva isoterma relativa alla temperatura del fluido all'uscita dal gas cooler (punto 1) e la curva limite inferiore (punto 2); il grafico in Figura 6.41 evidenzia come, mantenendo costante la differenza di pressione attraverso la valvola differenziale, la variazione di temperatura del fluido frigorifero in uscita dal gas cooler modifichi il valore della pressione massima del ciclo.

In particolare, si nota come all'aumentare della pressione di uscita la pressione ottimale tenda ad aumentare. Tale soluzione tecnologica permette allora di regolare la pressione al valore ottimale in modo da massimizzare il COP del ciclo.

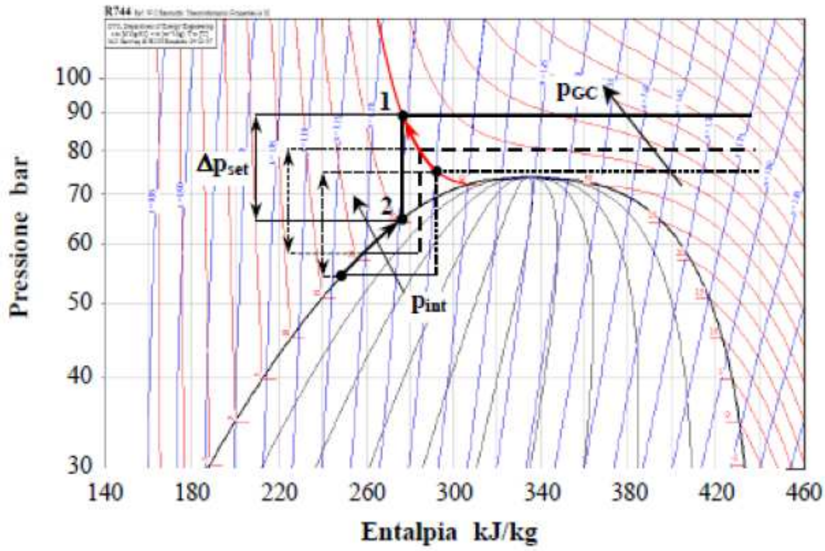


Figura 6.41 – Regolazione della pressione ottimale in base alla caduta di pressione

6.4.4 Valvola termostatica

Il sistema di laminazione basato sull'utilizzo di una valvola termostatica (Figura 6.42) è caratterizzato da un controllo sul surriscaldamento del vapore in uscita dall'evaporatore e costituisce la soluzione più semplice da adottare, benché non sia specifica per un ciclo transcritico.

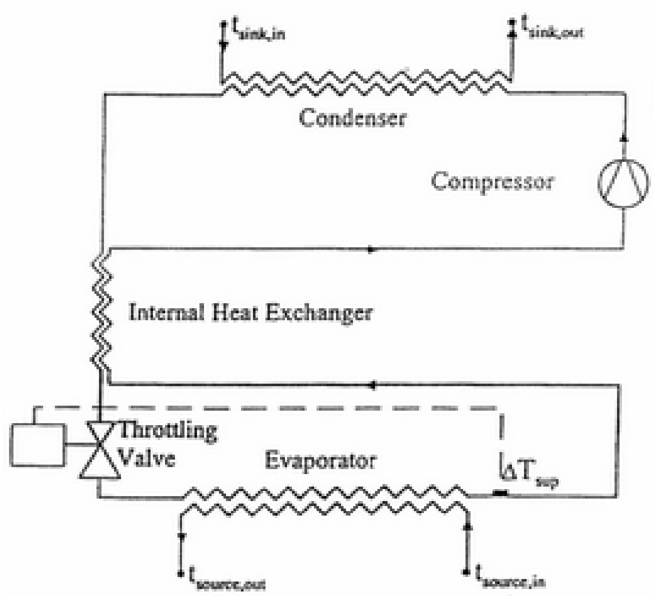


Figura 6.42 – Sistema di laminazione costituito da una valvola termostatica [21]

Assicura una corretta portata in ingresso all'evaporatore, ma non è adatta per operare il controllo e l'ottimizzazione della pressione massima del ciclo, che può quindi risultare penalizzato a seguito di fughe di refrigerante o quando le

condizioni operative si discostano da quelle di progetto, sempre tarate per ottimizzare il COP.

Tale soluzione risulta essere, quindi, la più semplice da adottare, ma anche la meno flessibile nell'impiego.

6.4.5 Tubi capillari

Una soluzione alternativa alle classiche valvole di laminazione è costituita dai tubi capillari (Figura 6.43), ovvero tubi di diametro compreso fra 0,5 mm e 3 mm, la cui lunghezza varia da 1 m a 6 m. Essi sono solitamente avvolti a spirale e sono impiegati all'interno di numerosi impianti frigoriferi o pompe di calore.



Figura 6.43 – Tubo capillare utilizzato in impianti frigoriferi

Il fluido operativo, uscito dal condensatore o dal gas cooler a pressione e temperatura elevate, viene immesso nel tubo capillare, all'interno del quale, superando la resistenza di attrito esercitata dalle pareti, subisce una precisa riduzione di pressione; a questo punto il liquido refrigerante comincia ad evaporare, formando una miscela di liquido e vapore.

La densità del vapore è minore rispetto a quella del liquido, di conseguenza la densità media del fluido diminuisce; poiché la portata in massa del fluido ed il diametro dei tubi rimangono costanti, la velocità del refrigerante aumenta, quindi si verifica un ulteriore calo della pressione.

6.4.4 Valvola elettronica

Il funzionamento delle valvole di laminazione elettroniche è gestito da un microprocessore, che genera i segnali di comando destinati ad un motore elettrico passo–passo; quest'ultimo regola l'apertura e la chiusura della valvola in base alle condizioni operative. Il loro utilizzo è particolarmente indicato per le unità che lavorano in condizioni di carico termico variabile, per le quali si necessita di un controllo preciso sia sulla pressione massima del ciclo, sia sulla pressione e sulla temperatura all'evaporatore, in particolare negli impianti caratterizzati dalla gestione congiunta di condizionamento e produzione di acqua calda sanitaria. Attraverso una corretta programmazione del microprocessore è infatti possibile:

- ottimizzare sia la pressione massima del ciclo che quella minima all'evaporatore;
- massimizzare lo scambio termico nella zona di bassa pressione;
- minimizzare i tempi di risposta alle variazioni del carico;
- consentire un miglior controllo sul grado di surriscaldamento del fluido aspirato dal compressore;
- assicurare procedure di arresto nel caso di condizioni operative che possono danneggiare la macchina.

Per le tradizionali valvole meccaniche, l'apertura e la chiusura si verificano a fronte di particolari condizioni fisiche del fluido, come ad esempio la differenza di temperatura o di pressione: questo consente alla valvola di lavorare correttamente solo all'interno di un intervallo ben definito, al di fuori del quale viene compromessa l'efficienza del ciclo.

Mediante l'impiego delle valvole elettroniche queste problematiche vengono eliminate, in quanto è il microprocessore a regolarne l'apertura e la chiusura, indipendentemente dal verificarsi o meno di particolari condizioni. Risulta quindi più facile rispondere alle variazioni del ciclo, garantendo un'ottima efficienza.

Molto interessante è la regolazione della pressione massima di evaporazione, il cui valore è reso disponibile con continuità al microprocessore grazie alla presenza di un sensore posto a lato dell'evaporatore; sulla base della programmazione svolta, è possibile mantenere la pressione al di sotto del valore impostato in modo preciso e stabile.

La riduzione della pressione di evaporazione si ottiene attraverso la chiusura progressiva della valvola di laminazione: ciò comporta un aumento del surriscaldamento del gas in uscita dallo scambiatore, con un conseguente incremento della temperatura d'aspirazione al compressore.
La chiusura della valvola viene in seguito arrestata dal sistema di controllo al raggiungimento di una temperatura limite del gas surriscaldato, oltre la quale si potrebbe compromettere il corretto funzionamento del compressore.
All'interno del progetto svolto è stata impiegata la valvola di espansione elettronica proporzionale EEV della Carel, che si distingue per la notevole qualità della regolazione e per la capacità di raggiungere velocemente la stabilità di macchina e mantenerla costante, riducendo il transitorio di regolazione rispetto alle tradizionali valvole termostiche TEV, come descrive il grafico di Figura 6.44.

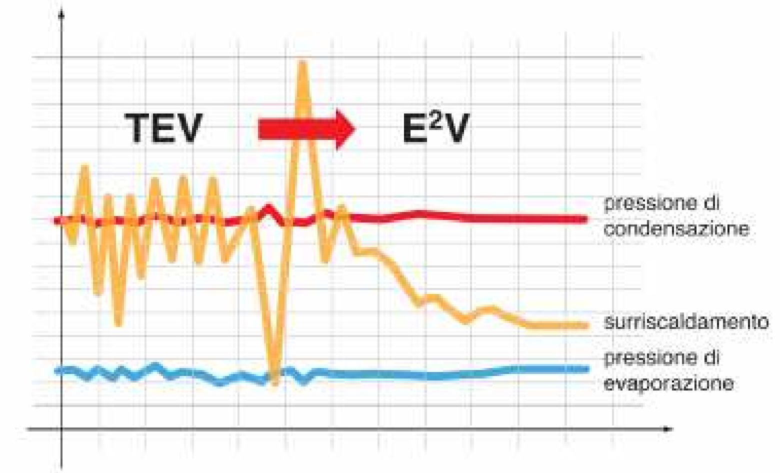


Figura 6.44 – Evoluzione della regolazione dalla valvola TEV alla EEV [22]

La modulazione proporzionale (dal 10% al 100%) del fluido refrigerante rende possibile l'utilizzo della stessa taglia di EEV in unità di potenza molto variabile, su unità di taglia diversa o in condizioni operative non costanti, caratterizzate da pressioni flottanti; inoltre tali valvole mantengono le loro caratteristiche di precisione in entrambi i versi di funzionamento, consentendo così l'installazione in pompe di calore reversibili con la sostituzione di due valvole di espansione tradizionali, ottenedo valori della capacità frigorifera identici nei due versi.
Nella Figura 6.45 è indicata la direzione del moto del fluido nelle due condizioni di funzionamento.

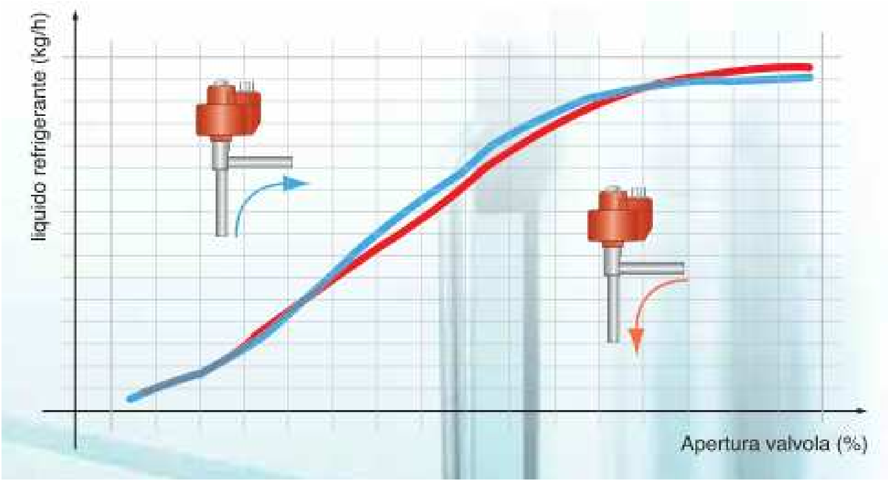


Figura 6.45 – Regolazione della portata nelle operazioni di refrigerazione o riscaldamento

Il funzionamento delle valvole elettroniche Carel, il cui schema è mostrato in Figura 6.46, si basa sul controllo del surriscaldamneto del refrigerante, attraverso la presenza all’uscita dell’evaporatore di una sonda di pressione ed una di temperatura; l’espansione del refrigerante viene gestita grazie all’algoritmo di regolazione implementato dei progettisti della Carel, che calcola in tempo reale la posizione dell’otturatore e, tramite un driver, lo muove utilizzando il motore passo – passo integrato nel corpo valvola.

È possibile gestire la lettura delle sonde, l’algoritmo di controllo ed il driver di movimento con dispositivi di tipo integrato o attraverso moduli separati.

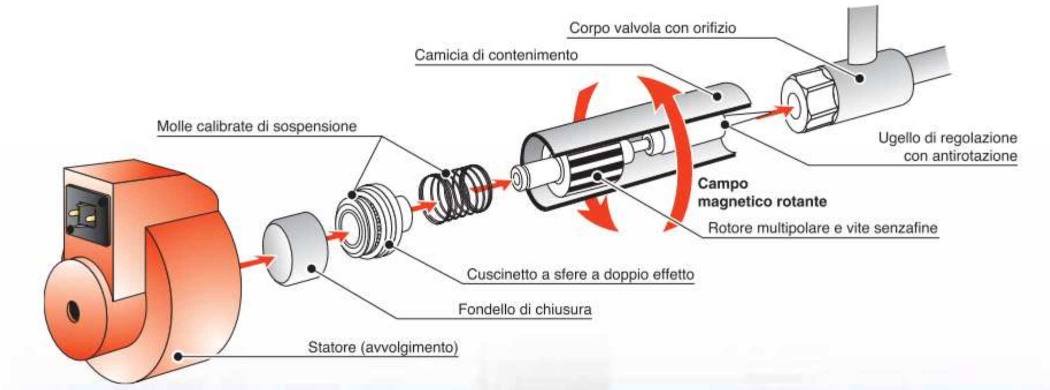
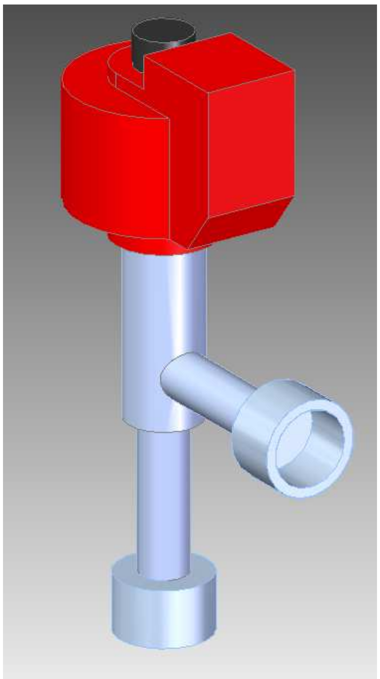


Figura 6.46 – Schema di funzionamento del cinematismo interno [22]

La seguente Figura 6.47 rappresenta il modello 3D e gli ingombri della valvola di laminazione utilizzata nel disegno della pompa di calore.



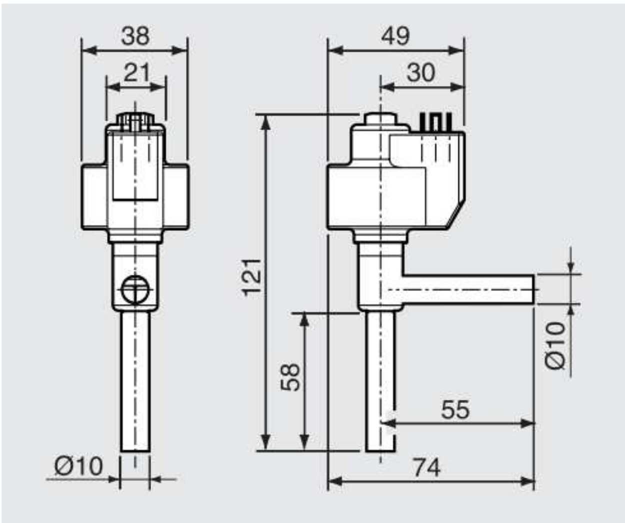


Figura 6.47 – Valvola di espansione elettronica EEV della Carel

6.5 Tubazioni della pompa di calore

Fissati i principali componenti del ciclo termodinamico, la progettazione è proseguita con il dimensionamento ed il disegno delle tubazioni in rame, il quale si impone nella scelta dei materiali grazie alle seguenti proprietà:

- resistenza alle elevate temperature ed al fuoco (punto di fusione 1083°C);
- pressione di scoppio per il tubo ricotto 12x1mm superiore a 300 bar;
- alta durata nel tempo, poiché è esente da problemi di rammollimento e frattura a fatica dovuti all'invecchiamento ed alle escursioni termiche;
- univoco coefficiente di dilatazione termica;
- assoluta impermeabilità ai gas, resistenza ai raggi UV ed integrità elettrica;
- facilità di messa in opera e di giunzione con raccordi normati, attraverso rapidi ed affidabili processi di brasatura, press–fitting o innesto.

Il rame associa alle massime prestazioni di conduttività elettrica anche un'ottima conducibilità termica, che lo rende il materiale principe per le applicazioni legate al risparmio energetico. Inoltre è particolarmente utilizzato nel campo delle energie rinnovabili poiché non rilascia sostanze tossiche, è amagnetico e può essere riciclato al 100% conservando le sue proprietà intrinseche; esso può quindi essere integralmente riutilizzato senza dar luogo a problematiche relative allo smaltimento dei rifiuti, con evidenti vantaggi per la sostenibilità ambientale.

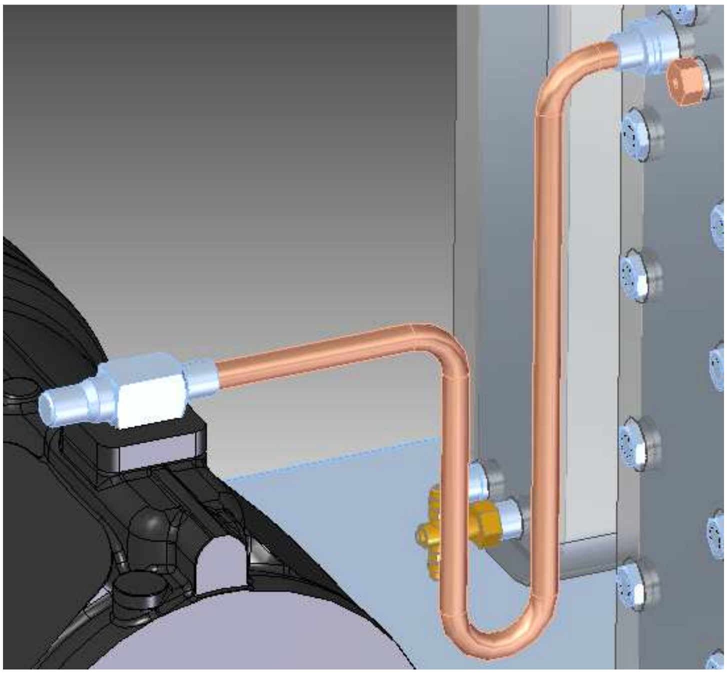


Figura 6.48 – Connessione compressore – gas cooler

La prima connessione realizzata, mostrata in Figura 6.48, collega la mandata del compressore al gas cooler.

Il diametro del tubo si ricava dalla valvola di scarico del compressore, quotata in Figura 6.1, pari a 16 mm; è necessario prevedere la realizzazione di un sifone dalla caratteristica forma ad U, in modo da incrementare l'elasticità della tubazione, sottoposta a pressioni molto elevate. In seguito è stato disegnato il tratto di circuito che mette in comunicazione i due scambiatori di calore: per evitare l'intasamento della valvola di laminazione con l'olio di lubrificazione del compressore, è necessario inserire un filtro (Figure 6.48 e 6.49).

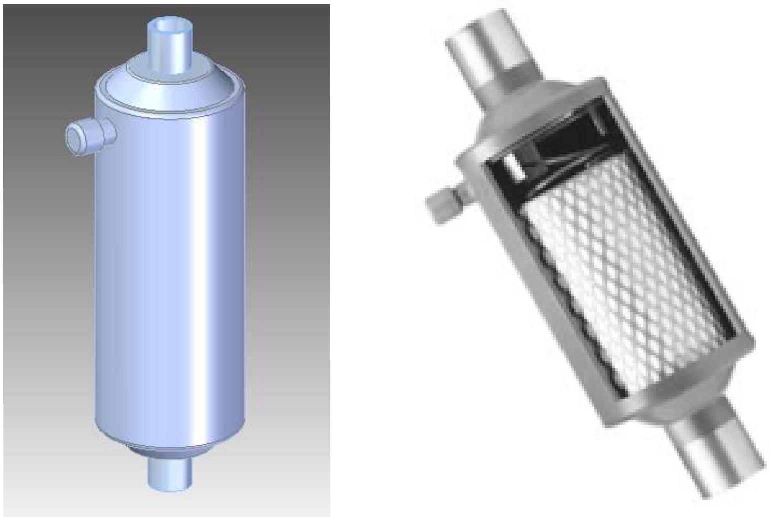


Figura 6.48 – Filtro per l'olio

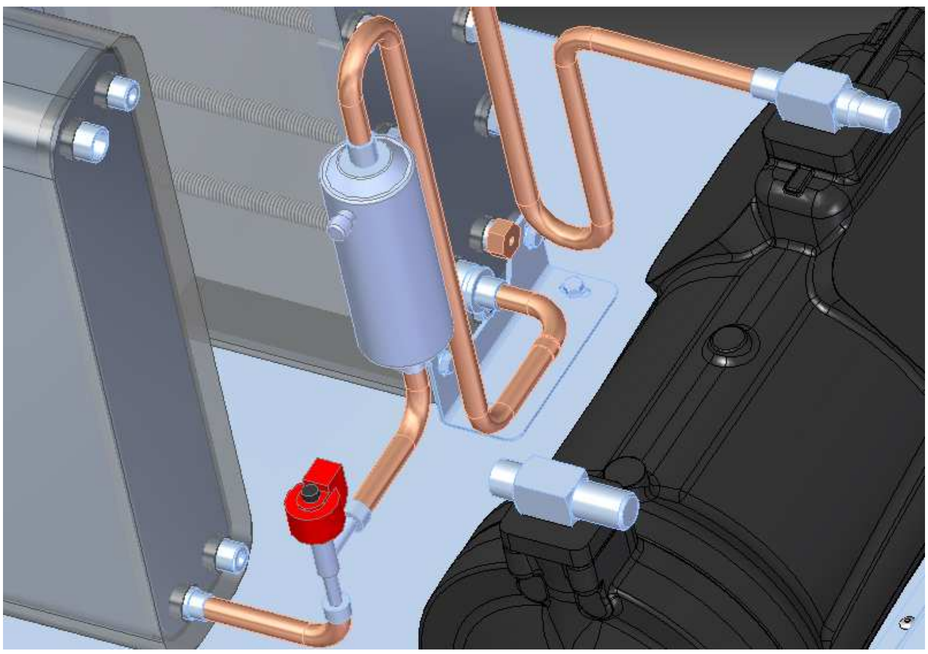


Figura 6.49 – Connessione gas cooler – evaporatore

Per chiudere il ciclo termodinamico dell'R744 è stata infine realizzata la tubazione che collega la mandata dell'evaporatore alla valvola di aspirazione del compressore, caratterizzata da un diametro di 21 mm (Figura 6.50).

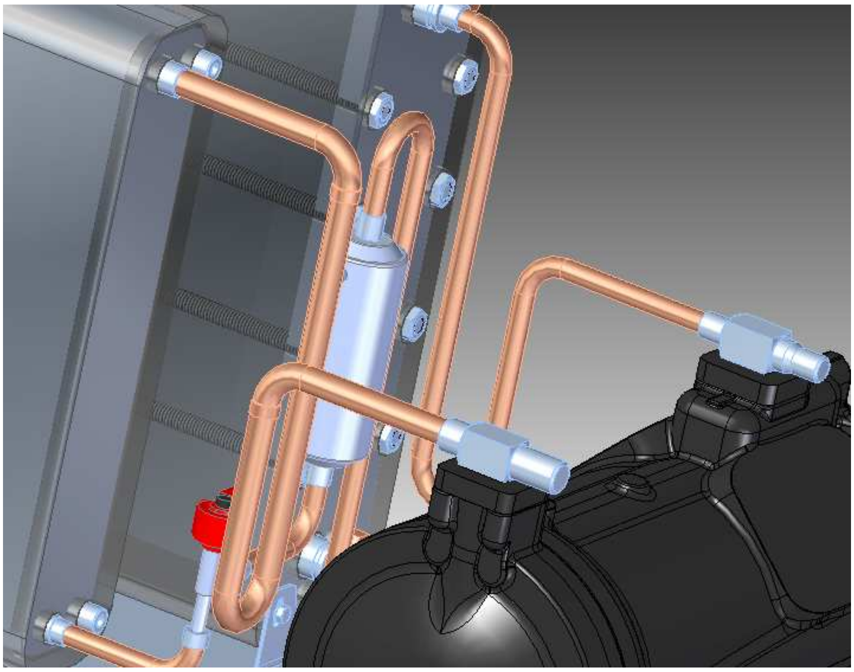


Figura 6.50 – Connessione evaporatore – compressore

Poiché il fluido frigorifero esce dalla valvola di espansione allo stato di vapore saturo, è buona norma coibentare l'uscita della valvola e la connessione con l'evaporatore, al fine di evitare la formazione di condense che potrebbero ostruirne il passaggio, come mostra la Figura 6.51.

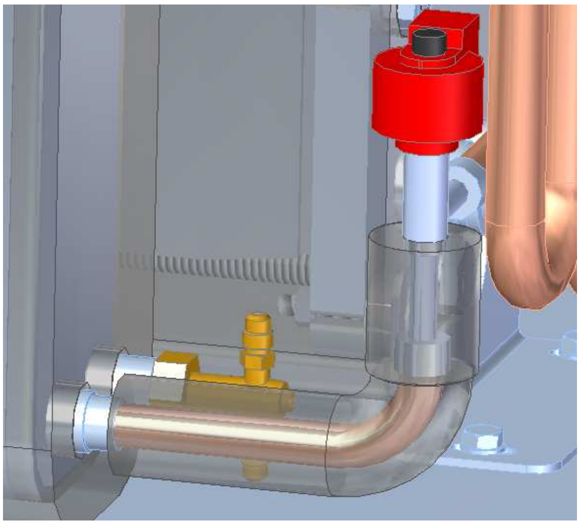


Figura 6.51 – Coibentazione della valvola di laminazione

Esaminato il circuito dell'anidride carbonica, si è posta l'attenzione sui rami dell'impianto che permettono di realizzare lo scambio termico all'interno di

evaporatore e gas cooler: nel primo infatti l'R744 assorbe calore in controcorrente dalla miscela formata da acqua e glicole che circola nella sonda geotermica; nel secondo invece cede calore in controcorrente all'acqua proveniente dall'impianto idrico o da un accumulo inerziale.

Come si nota in Figura 6.52, la circolazione del fluido è assicurata dall'utilizzo di due pompe centrifughe Wilo Stratos 30/1-12: esse permettono di elaborare portate elevate, ottenute nella realizzazione della pompa di calore a CO_2, garantendo una prevalenza superiore a 3 mca, valore normalmente richiesto nelle applicazioni geotermiche, come si ricava dalla curva caratteristica in Figura 6.53.

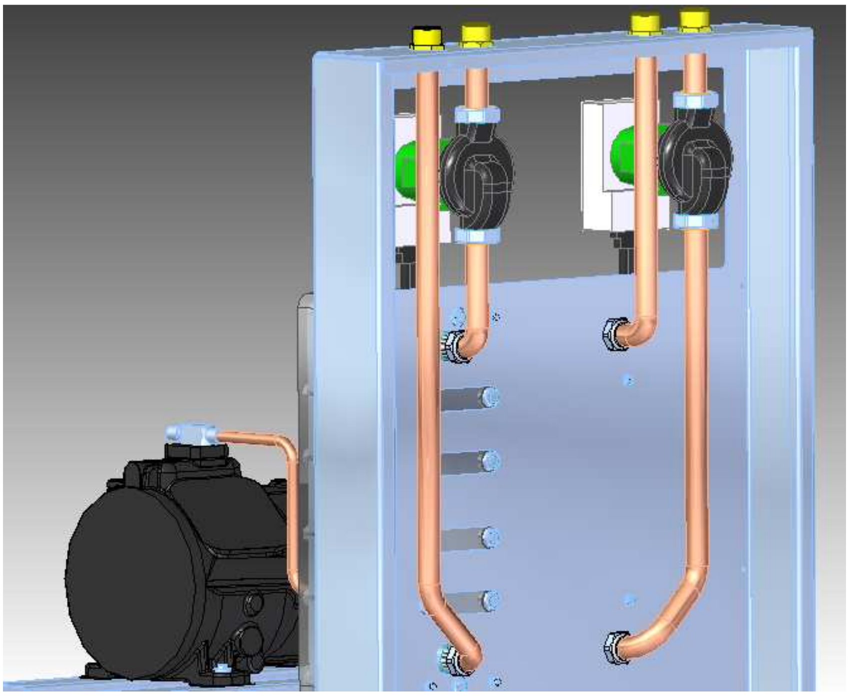


Figura 6.52 – Vista posteriore della macchina: a sinistra si ha la connessione all'impianto sanitario, a destra si ha il collegamento alla sonda geotermica

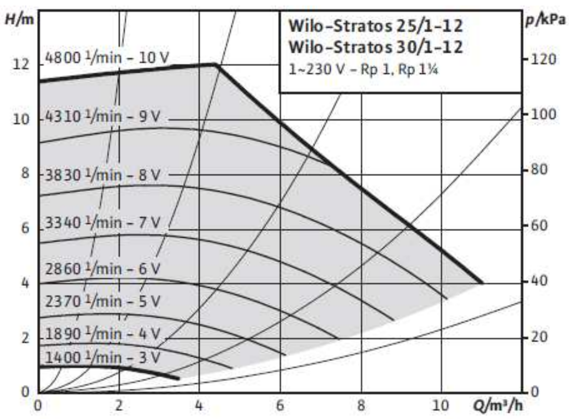


Figura 6.53 – Curva caratteristica della pompa Wilo Stratos [23]

Le pompe Wilo (Figura 6.54), impiegabili in tutte le applicazioni di riscaldamento, ventilazione e condizionamento (da –10°C a +110°C), sono dotate di una regolazione elettronica della prestazione tramite inverter, che assicura il corretto funzionamento dello scambio termico al variare delle condizioni operative. La girante è in materiale sintetico (PPE con fibra di vetro al 30%), il corpo della pompa è in ghisa grigia, mentre l’albero è in acciaio inossidabile (X46Cr13); le bocche della chiocciola presentano raccordi filettati per la connessione ai tubi, con filettatura gas G2.

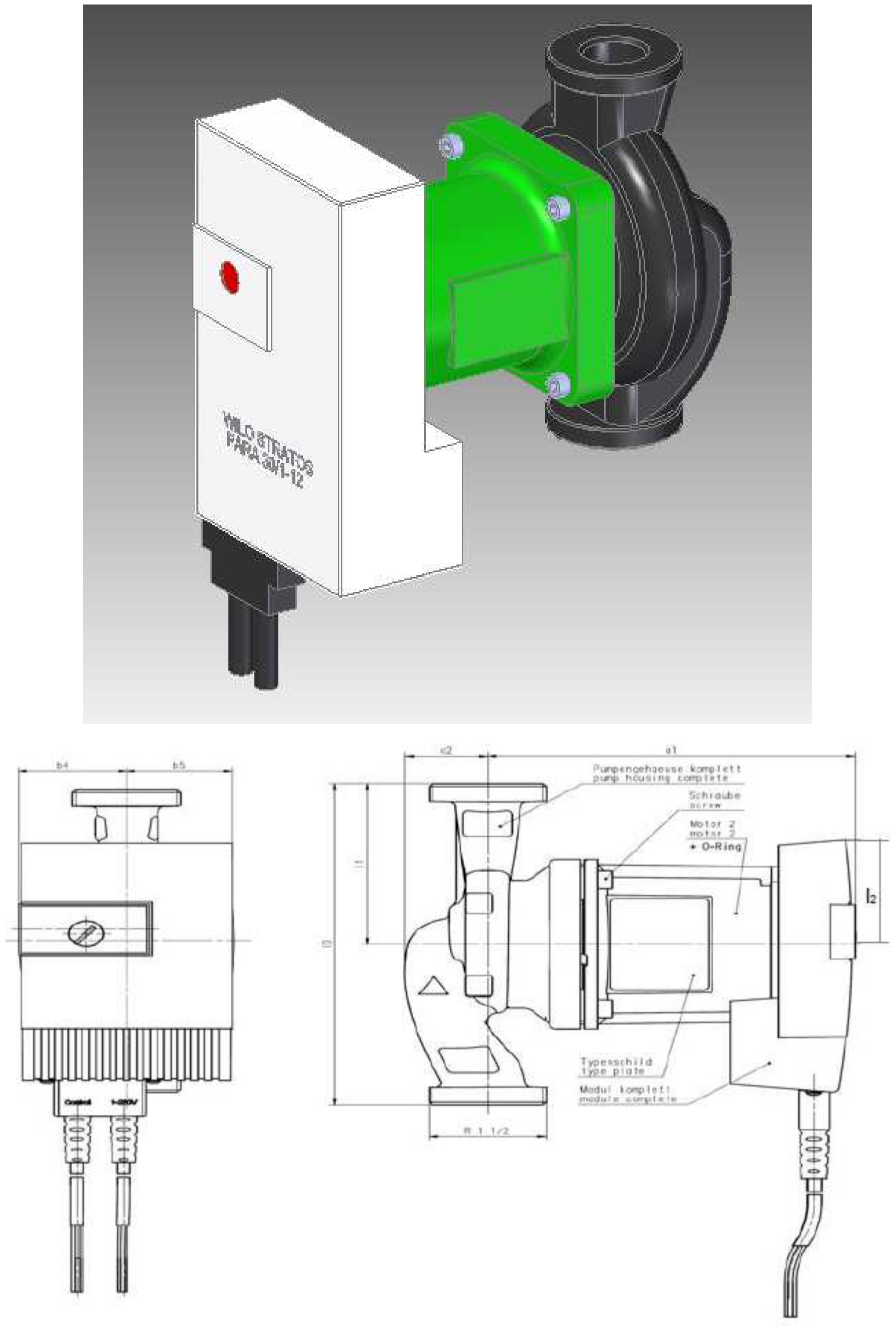
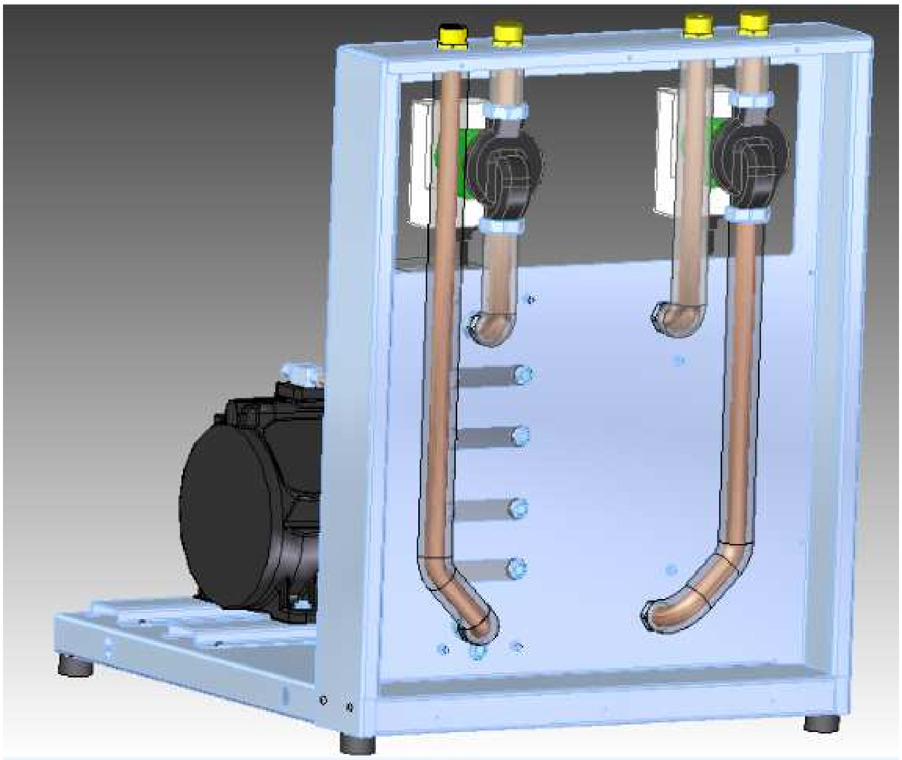


Figura 6.54 – Disegno della pompa Wilo Stratos 30/1-12

Per evitare la formazione di condense sulle pareti delle tubazioni nel lato sanitario o la diffusione di piccoli cristalli di ghiaccio nel lato geotermico, è consigliato l’utilizzo di coibentazioni in polietilene espanso (Figura 6.55), applicate alle tubazioni attraverso l’avvolgimento di appositi fogli spessi fino a 10 mm.



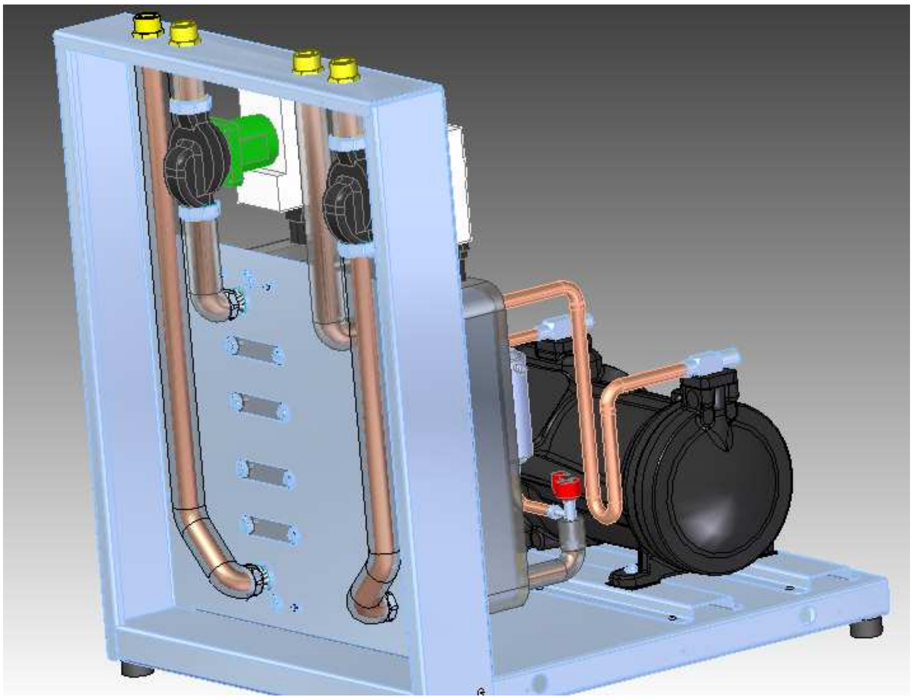


Figura 6.55 – Dettaglio delle coibentazioni applicate alle tubazioni dell’acqua

6.6 Il pressostato differenziale

Per evitare oscillazioni di pressione all'interno del circuito termodinamico è stato introdotto sull'evaporatore il pressostato differenziale SFS prodotto dall'azienda vicentina Mut Meccanica Tovo (Figura 6.56): esso è collegato ai due portasonda posti alle estremità dello scambiatore di calore, che rilevano la temperatura della miscela composta da acqua e glicole circolante nella sonda, a cui corrisponde un determinato valore di pressione. Appena viene rilevato uno scostamento di quest'ultima dai dati di progetto oltre un prefissato intervallo di soglia, il pressostato interviene disattivando momentaneamente la pompa centrifuga che mette in circolo la miscela.

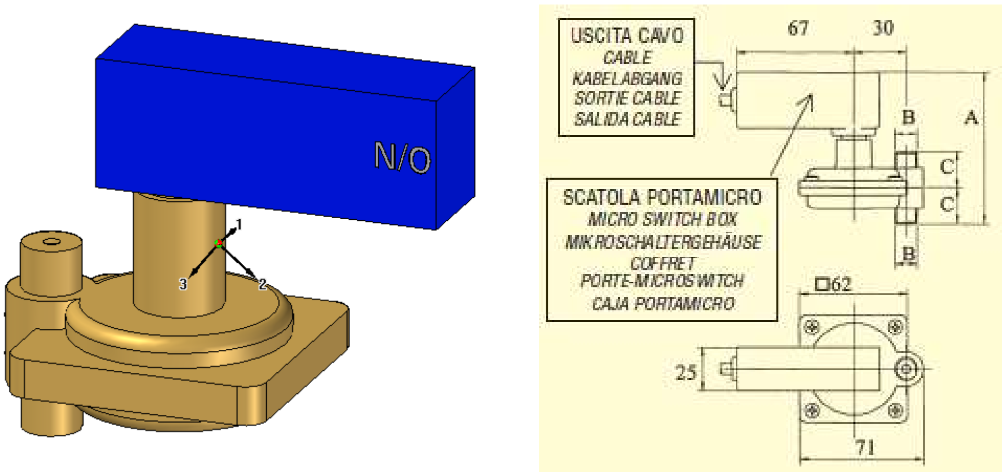


Figura 6.56 – Pressostato differenziale SFS

Il pressostato differenziale SFS chiude un contatto elettrico quando il differenziale di pressione applicato alle due prese raggiunge il valore di taratura superiore (intervento) e lo ripristina quando scende sotto il valore di taratura inferiore (rilascio). Una coppia di magneti permanenti posta in mutua repulsione, uno dentro il corpo del pressostato e uno esterno, sostituisce la classica soluzione con alberino e tenuta O–Ring, consentendo un notevole aumento dell'affidabilità e della durata del sistema di controllo.

Come è rappresentato in Figura 6.57, la differenza di pressione $\Delta p = p1 - p2$ rilevata tra le estremità del pressostato muove una membrana che a sua volta trascina con se un piattello, entro il quale si trova un magnete permanente. Il movimento della membrana è ostacolato da una molla di contrasto dimensionata secondo le caratteristiche d'intervento del pressostato; un secondo magnete si

trova entro il pistoncino di azionamento del microinterruttore. Appena la differenza di pressione Δp ha raggiunto il valore d'intervento, il movimento della membrana avvicina i due magneti ad una distanza tale che la loro mutua forza di repulsione sia superiore alla forza di scatto del microinterruttore, ottenendo così la commutazione (figura di sinistra). Quando la differenza di pressione Δp diminuisce e va sotto il valore di ritorno, i due magneti si riallontanano e il pulsante del microinterruttore ritorna in posizione normale (figura di destra).

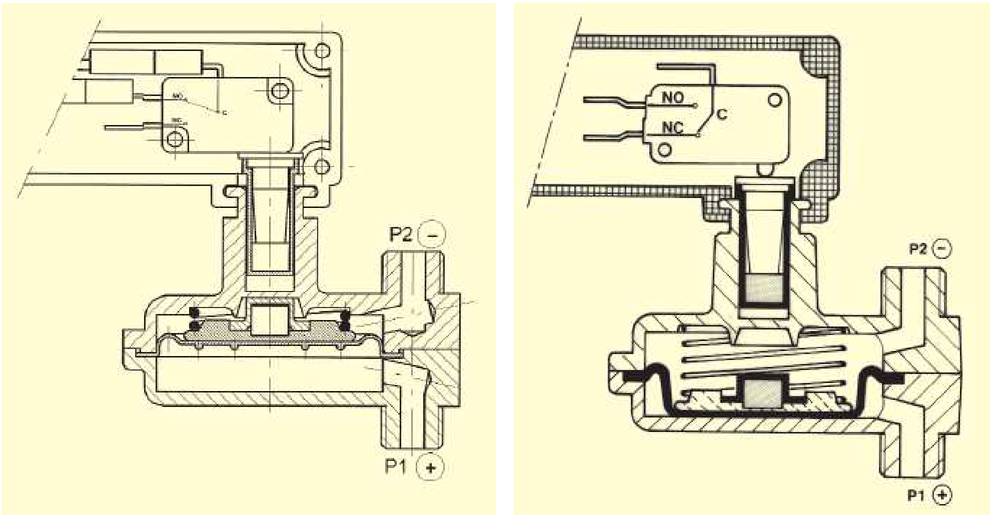


Figura 6.57 – Chiusura ed apertura del microinterruttore [24]

La Figura 6.58 rappresenta il posizionamento del pressostato differenziale all'interno dell'assieme.

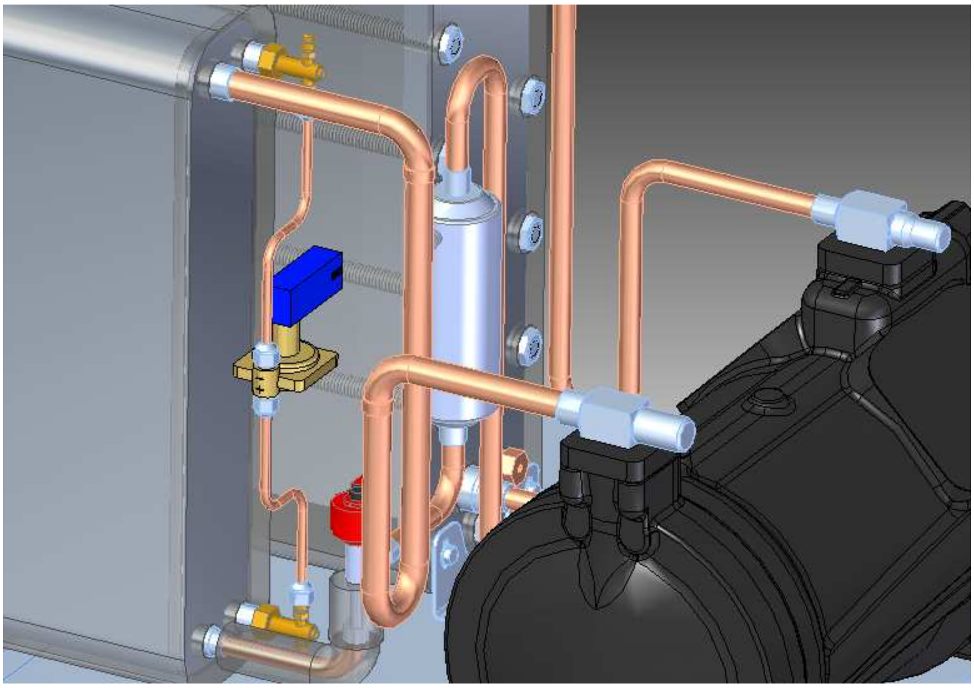


Figura 6.58 – Posizionamento del pressostato differenziale

6.7 Realizzazione dei pannelli di chiusura

Completata la progettazione della pompa di calore, sono stati dimensionati i pannelli in acciaio zincato con spessore 1.2 mm per la chiusura e l'isolamento acustico della macchina, rappresentata in Figura 6.59.

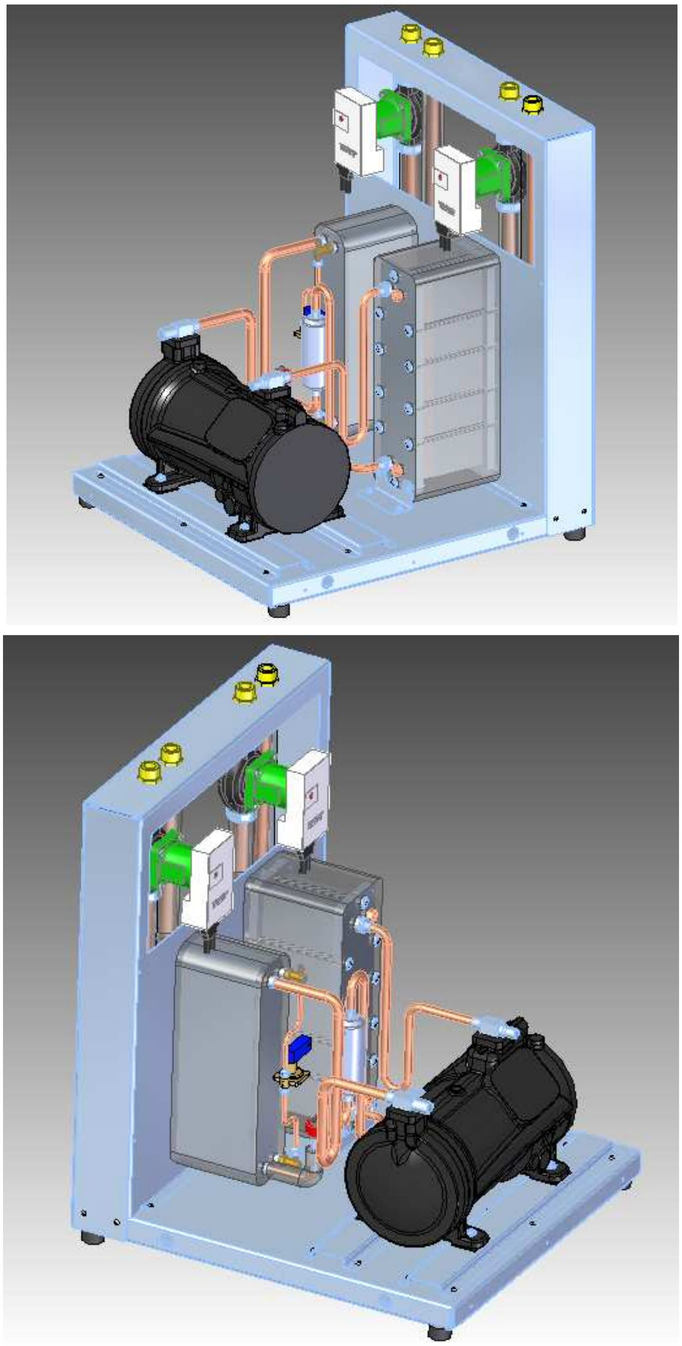


Figura 6.59 – Assieme della pompa di calore a CO_2

In un primo momento sono stati realizzati il pannello posteriore ed i pannelli laterali: il primo è fissato alla schiena ed al basamento della pompa di calore

tramite sei viti autofilettanti ϕ3.5 a testa bombata e impronta a croce; i secondi sono fissati inferiormente al basamento tramite tre rivetti monobolt ed alla parete posteriore tramite una vite autofilettante inserita su una particolare linguetta ricavata sulla parte superiore di ogni pannello e due viti M5x10mm serrate in posizione centrale su appositi inserti filettati M5 a testa esagonale (Figura 6.60).



Figura 6.60 – Fissaggio del pannelli posteriore e dei pannelli laterali

In seguito sono stati posizionati il pannello anteriore e quello di copertura, che permettono la totale chiusura dell'impianto: il primo viene unito al basamento attraverso tre viti M5x10mm, mentre viene agganciato ad ogni pannello laterale con una vite M5x40mm; il secondo è fissato ai pannelli laterali tramite quattro viti M5x40mm ed al pannello anteriore tramite tre viti M5x10mm. Per il serraggio sulle lamiere sono stati nuovamente impiegati inserti filettati M5 esagonali (Figura 6.61).

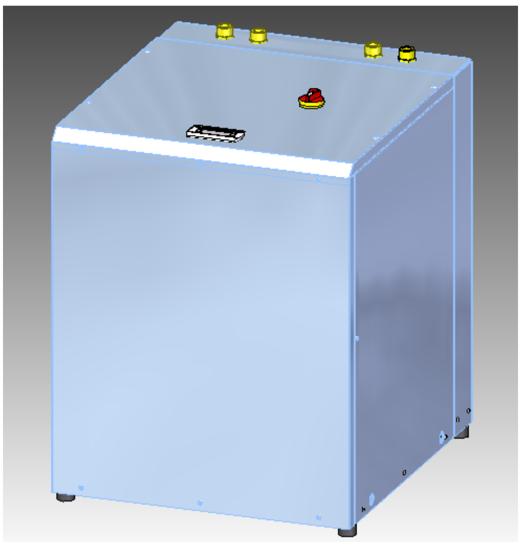
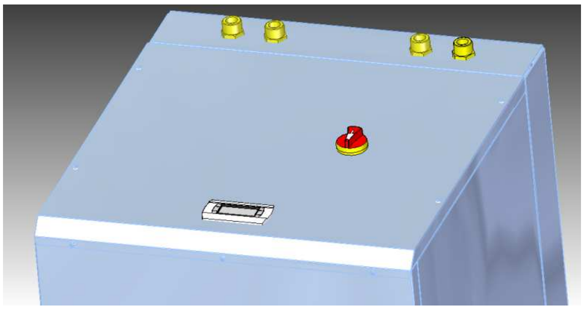


Figura 6.61 – Chiusura della pompa di calore

Come si nota in Figura 6.62, sul pannello di copertura sono stati inseriti una tastiera per la gestione dell'impianto da parte dell'utente ed una maniglia di sicurezza a comando esterno Socomec: essa permette la messa in sicurezza del circuito elettrico in bassa tensione per le operazioni di manutenzione nei sistemi ibridi che presentano un impianto fotovoltaico collegato alla pompa di calore.



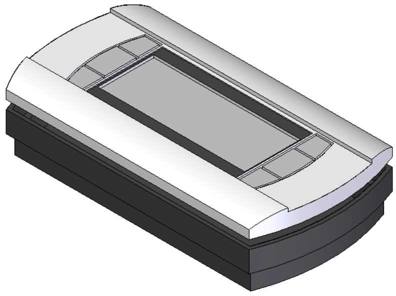


Figura 6.62 – Rappresentazione della tastiera e della maniglia di sicurezza

La pompa di calore realizzata, mostrata in Figura 6.63, presenta i seguenti ingombri:

- altezza = 1122 mm;
- larghezza = 878 mm;
- lunghezza = 960 mm.

Essa è inoltre caratterizzata da un peso di circa 620 kg.

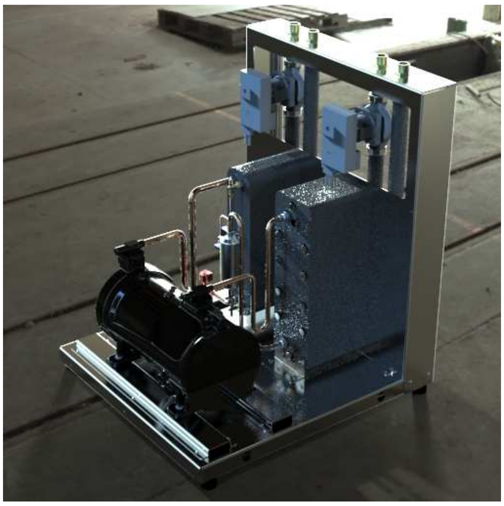




Figura 6.63 – Rendering della pompa di calore a CO_2

CAPITOLO 7

7.1 I sistemi di produzione dell’acqua calda sanitaria

Completata la progettazione della pompa di calore, è necessario completare l’impianto inserendo i componenti che permettono di erogare l’acqua calda sanitaria all’utenza alla temperatura desiderata. In questo capitolo vengono brevemente descritte le possibili configurazioni di impianto studiate all’interno dell’ufficio tecnico della Fiorini.

L’acqua calda sanitaria può essere prodotta con sistemi ad accumulo oppure istantanei:

- produzione con accumulo: l’acqua calda è prodotta ed accumulata in appositi serbatoi ad una temperatura di circa 15–20°C più elevata rispetto a quella di utilizzo; l’accumulo serve per poter far fronte al fabbisogno dei periodi di massima richiesta senza dover impiegare potenze termiche troppo elevate. Questo sistema presenta, rispetto a quello istantaneo, i seguenti vantaggi:
  - possibilità di utilizzare generatori e scambiatori di calore con potenza termica molto inferiore;
  - funzionamento dell’impianto più regolare e continuo, quindi si ottiene una migliore resa termica ed una temperatura di utilizzo meno soggetta a sbalzi.

  Dall’altra parte si hanno i seguenti svantaggi:
  - maggior costo dell’impianto per la presenza dei serbatoi;
  - maggior ingombro;
  - più elevate dispersioni termiche passive (tale inconveniente può essere minimizzato con un buon isolamento termico dei serbatoi e delle tubazioni).
- produzione istantanea: l’acqua calda è prodotta “istantaneamente” secondo le effettive esigenze dell’impianto.

7.2 Serbatoi per acqua calda sanitaria

I serbatoi per lo stoccaggio dell'acqua calda sanitaria vengono impiegati quando la sorgente termica che ha il compito di produrre l'acqua calda ha una bassa potenzialità rispetto al fabbisogno istantaneo dell'utilizzo (ad esempio una caldaia di piccola potenza o una pompa di calore adibite alla produzione di acqua sanitaria in un centro sportivo, avente un utilizzo concentrato in un breve arco temporale), oppure quando ha una produttività discontinua nel tempo, come gli impianti solari o a legna che generano calore solo in fasce orarie ben precise).

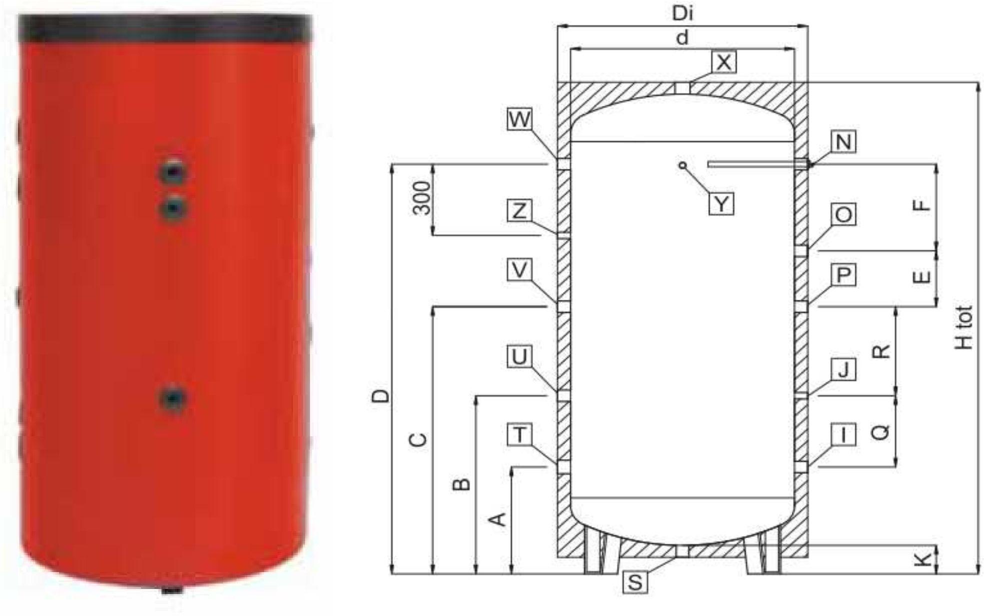
La temperatura di accumulo dell'acqua deve soddisfare una serie di esigenze:

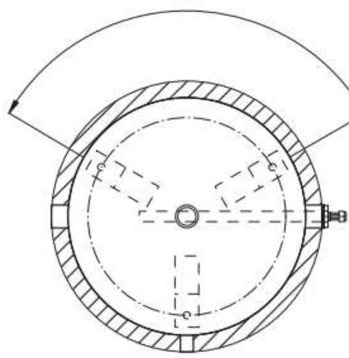
- limitare i fenomeni di corrosione e deposito del calcare, che possono aggravarsi quando l'acqua supera i 60–65°C;
- ridurre le dimensioni dei bollitori, inversamente proporzionali alle temperature di accumulo;
- impedire lo sviluppo di batteri, che in genere possono sopportare a lungo temperature fino a 50°C, mentre muoino rapidamente oltre i 55°C.

In considerazione di tali aspetti, per le utenze tradizionali è in genere un buon compromesso stoccare acqua a 60°C.

I serbatoi prodotti all'interno della Fiorini (Figura 7.1) sono realizzati in acciao al carbonio, trattati internamente con smaltatura in Zetaflon, idoneo per l'utilizzo sanitario, e verniciati esternamente con un trattamento antiruggine. Essi sono collaudati per temperature fino a 95°C, ma è consigliato non superare il limite di 65°C come temperatura massima di esercizio, sia per ragioni di risparmio energetico che per ridurre le corrosioni da correnti galvaniche ed i sedimenti di origine calcarea; è consentito superare tale valore di temperatura in occasione del periodico trattamento anti–batterico che le norme sanitarie dispongono per i serbatoi contenenti acqua calda. Inoltre vengono prodotti serbatoi in acciaio inox AISI 316 ed in acciaio al carbonio vetro–porcellanato secondo norma DIN 4753, in grado di resistere in modo continuativo alla temperatura di 95°C.

L'anodo Simpletest presente in figura è un anodo sacrificale per protezione catodica in lega di magnesio impiegato contro la corrosione del serbatoio ed assorbe le scariche elettriche che potrebbero avvenire al suo interno, perforandone la superficie.





CARATTERISTICHE:

- Serbatoio d’accumulo verticale per acqua calda smaltato.
- Coibentazione in poliuretano flessibile da 50 mm.
- Finitura esterna PVC morbido.
- Pressione max d’esercizio: 6 bar.
- Completo di anodo Simpletest.

Pos.	Descrizione
X	Uscita acqua calda
N	Anodo Simpletest
O	Ausiliario
P	Ausiliario
I	Ausiliario
J	Termostato
S	Scarico
T	Ingresso acqua fredda
U	Ricircolo
V	Ausiliario
Z	Ausiliario
W	Ausiliario
Y	Termometro

Figura 7.1 – Serbatoio per acqua calda sanitaria Serie TK Fiorini [28]

7.3 Il pericolo legionella

Col termine legionellosi sono indicate tutte le forme di infezione causate da varie specie di batteri gram–negativi aerobi del genere legionella. Fino ad oggi ne sono state identificate più di 40 specie: la Pneumophila è la specie più pericolosa e ad essa sono addebitati circa il 90% dei casi di legionellosi.

Il termine legionella trae origine da un tragico raduno di ex combattenti della guerra in Vietnam (in gergo detti *legionaires*) tenutosi nel luglio del 1976 in un albergo di Philadelfia (USA): durante tale raduno su circa 2.000 partecipanti, ben 221 furono colpiti da polmonite acuta e 34 non riuscirono a sopravvivere. Inizialmente si ipotizzò un attacco biologico da parte dei Russi, ma in seguito si scoprì che la causa di tali decessi era da attribuirsi all'azione di batteri, in precedenza sconosciuti, che si erano sviluppati nell'impianto di condizionamento. Indagini retrospettive hanno poi attribuito agli stessi batteri numerosi casi di polmonite acuta di cui non era stata identificata la causa.

Dal punto di vista clinico, la legionellosi può manifestarsi sotto due forme: la *febbre di Pontiac* e la *malattia del Legionario*.

- La *febbre di Pontiac* si manifesta dopo un periodo di incubazione variabile da uno a due giorni ed è caratterizzata da una forte febbre, dolori muscolari, mal di testa possibili disturbi intestinali; non c'è polmonite, anche se in alcuni casi è presente la tosse. Questa forma di legionellosi è spesso scambiata per una normale influenza. Può non richiedere terapia antibiotica, né ricovero in ospedale.
- La *malattia del Legionario* si manifesta dopo un periodo di incubazione variabile da due a dieci giorni (in media cinque o sei). Può comportare: febbre alta, dolori muscolari, diarrea, mal di testa, dolori al torace, tosse generalmente secca (ma può essere anche purulenta), insufficienza renale, confusione mentale, disorientamento e letargia. È un'infezione che non si distingue chiaramente da altre forme, atipiche o batteriche, di polmonite. La terapia si basa sul trattamento con antibiotici, oltre alle normali misure di supporto respiratorio o sistemico. La malattia, specie se diagnosticata tardi o insorta in soggetti molto deboli, può portare al decesso.

Ci si può ammalare di legionellosi respirando acqua contaminata diffusa in aerosol, cioè in goccioline finissime; la malattia non si contrae bevendo acqua contaminata e neppure per trasmissione diretta tra uomo e uomo.
Può colpire anche persone sane e in buona salute, come dimostra il caso dei reduci di Filadelfia. Tuttavia fattori che predispongono alla malattia sono:

- l'immunodeficienza;
- le malattie croniche;
- il fumo;
- l'etilismo;
- l'età;
- il sesso del paziente.

Il grafico in Figura 7.2 evidenzia l'incidenza dell'età e del sesso nei casi registrati in Francia nel 1998.

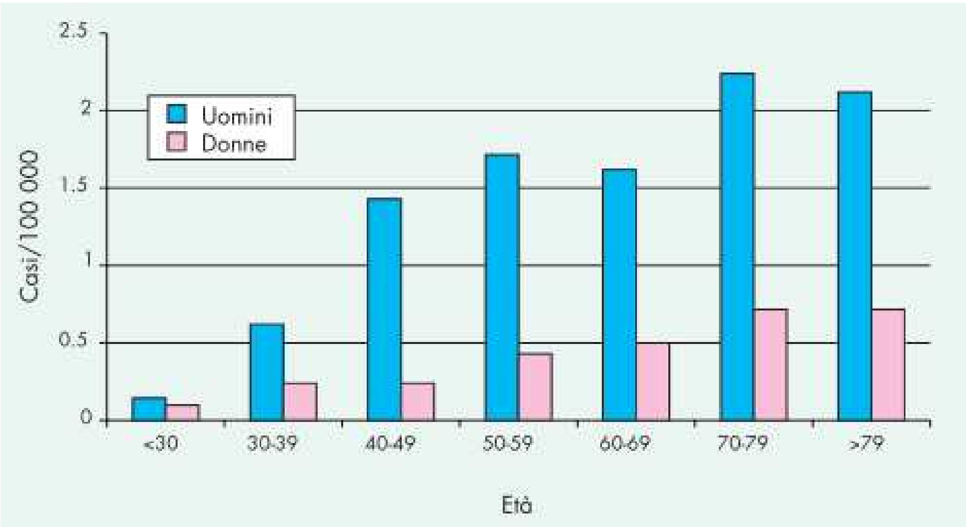


Figura 7.2 – Incidenza della legionella secondo l'età ed il sesso [27]

Negli Stati Uniti si ritiene che ogni anno i casi di legionellosi siano non meno di 11000; in Italia, annualmente, i casi notificati sono circa 150. Tuttavia, si ritiene che i casi effettivi siano almeno dieci volte superiori. Uno dei principali motivi per cui la malattia è sottostimata è dovuto, come spiegato in precedenza, al fatto che la legionellosi non ha caratteristiche cliniche in grado di distinguerla chiaramente da altre forme di polmonite.
Data la pericolosità della malattia, nella maggior parte degli Stati europei, i casi di legionellosi devono essere notificati alle competenti Autorità Sanitarie.

In Italia è prevista la notifica obbligatoria in classe II del D.M. 15/12/90; ogni anno i dati relativi ai casi segnalati sono pubblicati sul Bollettino Epidemiologico del Ministero della Sanità, ripartiti per regione, provincia e sesso.

In base alle considerazioni precedentemente esposte, le utenze e gli impianti più esposti a rischio sono:

- ospedali, cliniche, case di cura e simili;
- alberghi, caserme, campeggi e strutture ricettive in genere;
- impianti per attività sportive e scolastiche;
- edifici con torri di raffreddamento;
- piscine;
- stabilimenti termali;
- fontane decorative e cascate artificiali

In Italia, i principali documenti di riferimento sono le *Linee Guida per la prevenzione ed il controllo della legionellosi,* predisposte dal Ministero della Sanità ed adottate dalla Conferenza Stato Regioni il 4/4/2000.

Secondo tale normativa possono essere responsabili di eventuali episodi di decesso tutte le figure coinvolte nel processo di progettazione, realizzazione, collaudo, manutenzione ed utilizzo dell'impianto, ovvero progettista, general contractor, produttori di apparecchiature, installatore, collaudatore tecnico, manutentore, proprietario e gestore.

I batteri della legionella sono presenti nei fiumi, nei laghi, nei pozzi e nelle acque termali. Possono essere presenti anche negli acquedotti, in quanto sono in grado di superare i normali trattamenti di potabilizzazione. Tuttavia, la sola presenza di questi batteri non costituisce pericolo per le persone. I batteri diventano pericolosi solo quando sussistono contemporaneamente le seguenti condizioni:

- temperatura ottimale di sviluppo: varia da 25°C a 42°C, la crescita dei batteri è massima a circa 37°C;
- ambiente aerobico, cioè ambiente con presenza di ossigeno;
- presenza di elementi nutritivi: biofilm, scorie, ioni di ferro e cacare, microrganismi;
- polverizzazione dell'acqua, con formazione di microgocce aventi diametri variabili da 1 μm a 5 μm;

- alto livello di contaminazione, generalmente superiore a 1000 Cfu/l.

Cfu/l è l'unità di misura con cui si valuta la contaminazione dell'acqua ed indica la quantità di microrganismi presenti in un litro d'acqua. In merito alla soglia di pericolo, va considerato che in Francia, tramite una circolare del settembre 2002, la Direction Generale de la Santé ha fissato i seguenti valori:

- 1000 Cfu/l per le zone che ricevono pubblico;
- 100 Cfu/l per le zone riservate a trattamenti debilitanti o ad immunodepressi.

I primi casi di legionellosi sono stati attribuiti quasi esclusivamente a batteri provenienti da torri di raffreddamento, condensatori evaporativi e unità di trattamento aria; per diversi anni, quindi, si è ritenuto che gli impianti di condizionamento fossero i principali, se non gli unici, responsabili della diffusione della malattia.

In realtà sono a rischio tutti gli impianti ed i trattamenti tecnologici che operano nelle condizioni elencate in precedenza, quindi gli impianti che comportano un moderato riscaldamento dell'acqua e la sua nebulizzazione, poiché nella pratica, la legionella riesce sempre a trovare sostanze nutritive.

In seguito vengono riportati gli impianti ed i relativi punti critici a maggior rischio.

- Torri di raffreddamento:
  - torri ad umido a circuito aperto;
  - torri a circuito chiuso;
  - condensatori evaporativi.
- Impianti di condizionamento:
  - umidificatori a pacco bagnato;
  - nebulizzatori;
  - filtri;
  - silenziatori.
- Impianti idrosanitari:
  - tubazioni;
  - serbatoi di accumulo;
  - valvole e rubinetti.

- Sistemi di emergenza:
    - docce di decontaminazione;
    - stazioni di lavaggio occhi;
    - sistemi antincendio a spinkler.
- Piscine e vasche:
    - piscine e vasche di idromassaggio;
    - vasche calde.
- Fontane decorative.
- Apparecchi di erogazione ossigeno.
- Sistemi di raffreddamento macchine utensili.

7.4 Disinfezione negli impianti per acqua calda sanitaria

Le linee guida antilegionella indicano i possibili trattamenti termici di disinfezione:

- lo shock termico, da adottare in caso di grave contaminazione dell'impianto;
- la disinfezione termica, da utilizzare come sistema preventivo per inibire il batterio della legionella.

Lo shock termico consiste nell'elevare la temperatura dell'acqua a 70–80°C continuativamente per tre giorni e far scorrere l'acqua quotidianamente attraverso i rubinetti per un tempo di 30 minuti; alcuni autori raccomandano di svuotare preventivamente i serbatoi dell'acqua calda, di pulirli ed effettuare una decontaminazione con cloro (100 mg/l per 12–14 ore). È fondamentale verificare che, durante la procedura, la temperatura dell'acqua raggiunga o ecceda i 60°C; se questa temperatura non viene raggiunta e mantenuta la procedura non fornisce garanzie. In conclusione, si devono effettuare dei prelievi d'acqua e dei sedimenti in diversi punti dell'impianto e procedere ad un controllo batteriologico. In caso di risultato sfavorevole, la procedura deve essere ripetuta fino al raggiungimento di una decontaminazione documentata. Dopo la decontaminazione il controllo microbiologico deve essere ripetuto periodicamente.

Questa procedura non richiede particolari attrezzature e quindi può essere messo in atto immediatamente, vantaggio non trascurabile in presenza di un cluster epidemico.

Dall’altra parte richiede tempo e personale, o l'installazione di sonde a distanza, per controllare la temperatura dell'acqua nel serbatoio ed il tempo di scorrimento dell'acqua. Inoltre è una modalità di disinfezione sistemica ma temporanea, in quanto la ricolonizzazione dell'impianto idrico può verificarsi in un periodo di tempo variabile da alcune settimane ad alcuni mesi dopo lo shock termico se la temperatura dell'acqua circolante ritorna al di sotto dei 50°C.

Per quanto riguarda la disinfezione termica, nel caso di impianti a doppia regolazione, la prima (costituita da un termostato regolato a 55–60°C) serve a regolare la temperatura di accumulo, mentre la seconda (costituita da un miscelatore) serve a regolare la temperatura di distribuzione dell’acqua calda a 42–44°C. In base alle temperature normalmente utilizzate, la legionella non può svilupparsi nei bollitori, bensì soltanto nelle reti di distribuzione e di ricircolo. Per realizzare una corretta disinfezione termica di questi impianti si può:

1) by–passare il miscelatore con una valvola elettrica a due vie comandata da un orologio programmatore;
2) fissare, per mezzo di un termostato, a 60°C la temperatura di produzione dell’acqua calda;
3) mandare in apertura la valvola di by–pass per mezz’ora nel periodo notturno considerato a minor consumo d’acqua, facendo circolare acqua a 60°C.

Per attuare la disinfezione notturna possono essere utilizzate le soluzioni tecniche mostrate in Figura 7.3. Il primo schema utilizza un miscelatore elettronico con centralina programmabile su due livelli di temperatura: quello per il funzionamento normale e quello per la disinfezione notturna; il secondo, invece, utilizza un miscelatore termostatico e valvole a due vie asservite da un orologio programmatore. Le valvole a due vie sono poste a by–pass del miscelatore su un braccio del ricircolo: in regime normale la valvola del ricircolo è aperta, mentre è chiusa quella di by–pass del miscelatore. Al contrario, durante la disinfezione notturna la valvola di by–pass è aperta, mentre viene chiusa quella del ricircolo.

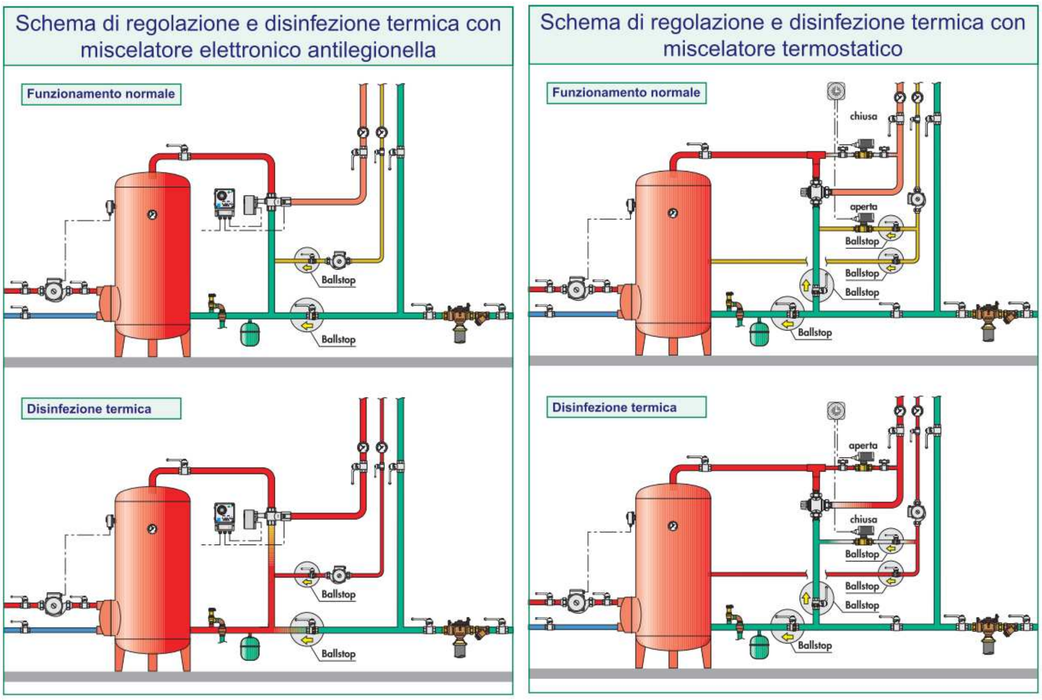


Figura 7.3 – Schemi di disinfezione termica notturna [27]

7.5 Preparatori rapidi di acqua calda

I preparatori rapidi sono utilizzati per la produzione semi – istantanea di acqua calda in ristoranti, alberghi, campi sportivi ed in piccole o medie comunità.
L’uso di un accumulo e di uno scambiatore a piastre esterno consente di ridurre al massimo l’ingombro dell’apparecchiatura ottimizzando il rapporto esistente fra la potenza effettiva della caldaia e la capacità dello scambiatore di calore, comportando i seguenti vantaggi:

- riduzione del volume di accumulo rispetto ad un bollitore tradizionale;
- maggiore rapidità nella produzione di un determinato volume di acqua calda;
- possibilità di personalizzare l’abbinamento tra il volume accumulo e la capacità dello scambiatore.

La Figura 7.4 mostra il preparatore rapido per acqua calda AFK Fiorini. Tale sistema non viene utilizzato nella realizzazione di impianti serviti da pompa di calore, poiché si andrebbe a generare una ridondanza di scambiatori, causata dal collegamento in serie con il condensatore, che impedisce di sfruttare al massimo la potenza termica prodotta.

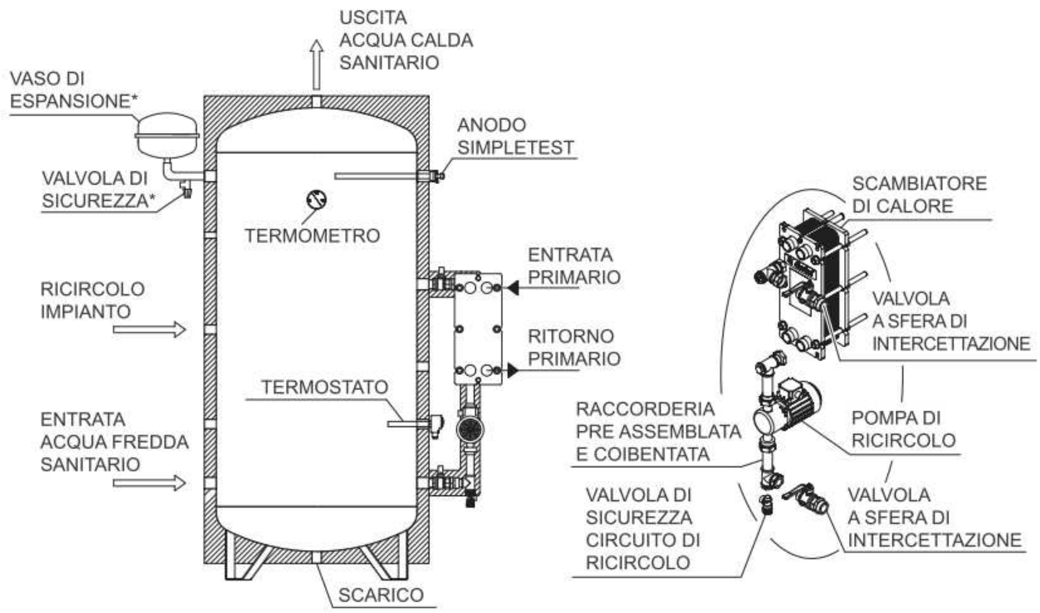


Figura 7.4 – Preparatore rapido AFK Fiorini [28]

Lo scambiatore abbinato all'accumulo è costituito da piastre corrugate in acciaio AISI 316, racchiuse da un'incastellatura di contenimento in acciaio al carbonio verniciata, serrata da tiranti in acciaio zincato; le piastre sono isolate tra loro da guarnizioni in NBR. La turbolenza dei fluidi che scorrono internamente è tale da rendere i coefficienti di scambio termico in genere molto elevati: ciò consente di ottenere grandi potenze con ingombri minimi e pesi ridotti.

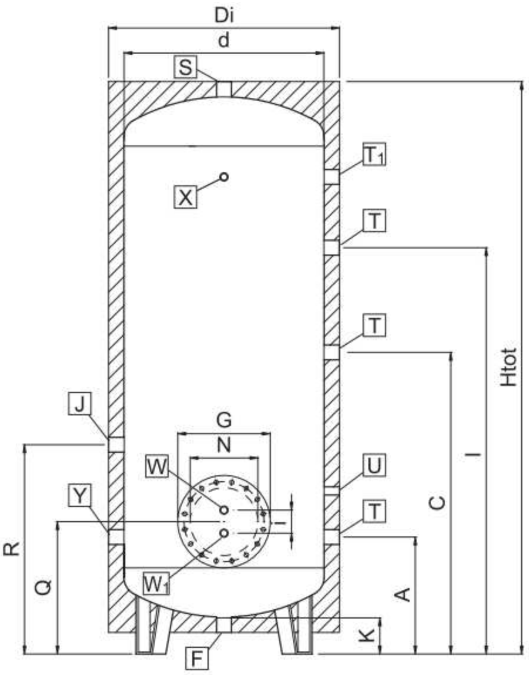
7.6 Bollitori a serpentino

I bollitori sono progettati per produrre acqua calda ad uso sanitario negli impianti che lavorano a bassa temperatura; la struttura dell'elemento di scambio termico in rame, a serpentino estraibile alettato spiralato, consente l'ottenimento di una grande superficie di scambio termico contenendo al massimo l'ingombro.

I bollitori Serie S Fiorini (Figura 7.5) vengono realizzati con lamiere di acciaio saldate; subiscono severi collaudi idraulici onde consentire una pressione di sercizio di 6 bar ad una temperatura massima di 65°C. Successivamente i serbatoi vengono protetti internamente dalla corrosione con un trattamento di smaltatura alimentare Zetaflon (idonea al contatto con acqua destinata al consumo umano secondo il D.M. n.174 del 6 aprile 2004); contro le correnti galvaniche è in dotazione l'anodo sacrificale Simpletest a controllo di corrosione esterno. L'esterno del bollitore viene superficialmente verniciato e quindi coibentato; le

coibentazioni vengono eseguite con l’applicazione di una lastra di poliuretano flessibile dello spessore di 50 mm, mentre la finitura esterna è in PVC morbido colorato.

Pos.	Descrizione
X	Termometro
T_1	Anodo
W	Mandata caldaia
W_1	Ritorno caldaia
U	Termostato
S	Uscita acqua calda
T	Ausiliario
F	Scarico
Y	Ingresso acqua fredda
J	Ricircolo



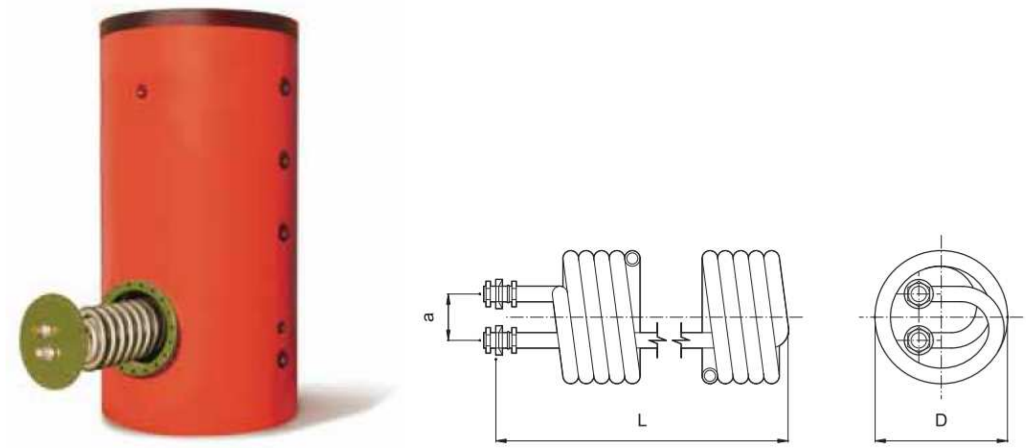


Figura 7.5 – Bollitore Serie S Fiorini [28]

L’esecuzione spiraliforme dei serpentini è fonte di perdite di carico più elevate di quelle che si hanno nei fasci tubieri, con ripercussioni nel dimensionamento dei circolatori. La particolare leggerezza dei serpentini facilita le operazioni periodiche di pulizia dal calcare; inoltre nei serpentini elicoidali le incrostazioni sono molto limitate in quanto il monotubo utilizzato si dilata in funzione delle escursioni termiche, esercitando così una funzione autopulente.

Nella Figura 7.6 viene rappresentata una tipica configurazione dell'impianto di produzione di acqua calda sanitaria con bollitore a fascio tubiero. Il termostato di regolazione attiva o disattiva la pompa dello scambiatore di calore in relazione alla temperatura d'accumulo prefissata sul termostato stesso; il miscelatore provvede poi a regolare la temperatura d'invio dell'acqua calda agli apparecchi utilizzatori.

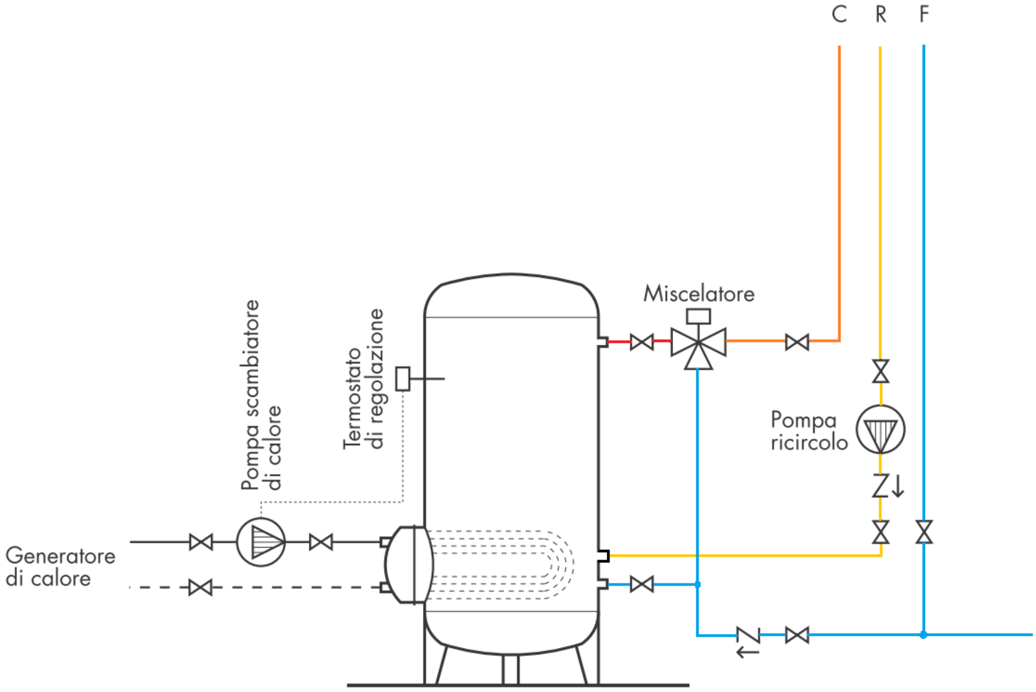


Figura 7.6 – Schema per la produzione di acqua calda con bollitore [27]

I fasci tubieri (Figura 7.7) sono costituiti da una piastra tubiera circolare, che presenta un'opportuna foratura per il fissaggio al bollitore, e da tubi in rame o in acciaio AISI 304 piegati ad U, che costituiscono l'elemento di scambio termico; questi sono fissati al centro della piastra mediante mandrinatura di tubi su piastre tubiere di grosso spessore. L'utilizzo standard prevede il funzionamento con acqua a temperatura non superiore ai 110°C, alla pressione massima di 12 bar.

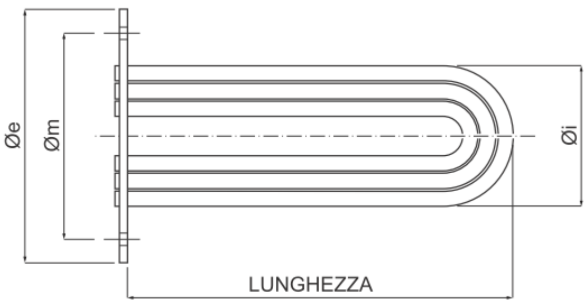


Figura 7.7 – Fascio tubiero Fiorini [28]

7.7 Termoaccumuli Puffer e Combi

I Puffer sono serbatoi inerziali per impianti di riscaldamento destinati allo stoccaggio di acqua calda non ad uso sanitario: sono utilizzati negli impianti alimentati da fonte energetica discontinua (pannelli solari, caldaia a legna, termocamino), o laddove si renda necessario aumentare il volume d'acqua contenuto nell'impianto (impianti con pompe di calore, cogeneratori, caldaie a biomassa). Sono realizzati in lamiera di acciaio al carbonio, verniciati esternamente, coibentati in poliuretano flessibile con spessore 100 mm e rifiniti esternamente con PVC colorato. Essi sono disponibili in tre versioni, mostrate in Figura 7.8:

- accumulo semplice;
- accumulo dotato di uno scambiatore a tubo liscio interno per l'inserimento di un'ulteriore fonte energetica (ad esempio solare);
- accumulo dotato di due scambiatori a tubo liscio interni per l'inserimento di due ulteriori fonti energetiche (ad esempio solare e termocamino).

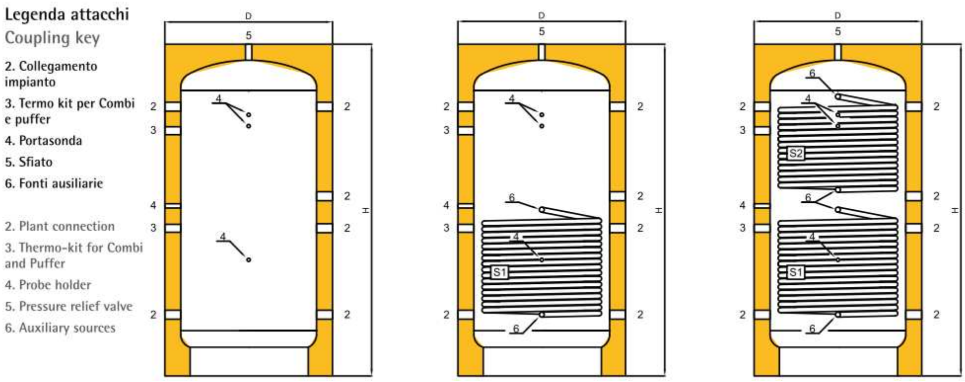


Figura 7.8 – Possibili configurazioni dei termoaccumuli Puffer Fiorini [29]

Questi serbatoi inerziali, largamente impiegati negli impianti di riscaldamento, nelle applicazioni dedicate alla produzione di acqua calda sanitaria vengono solitamente collegati a preparatori istantanei.

I Combi sono serbatoi inerziali per impianti di riscaldamento che integrano la produzione istantanea di acqua calda, mediante uno scambiatore estraibile immerso nella parte alta dell'accumulo.

Anche in questo caso sono disponibili tre versioni (Figura 7.9):

- accumulo semplice con scambiatore immerso per la produzione istantanea di acqua calda sanitaria;

- accumulo dotato di uno scambiatore a tubo liscio interno per l'inserimento di un'ulteriore fonte energetica (ad esempio solare) e scambiatore immerso per la produzione istantanea di acqua sanitaria;
- accumulo dotato di due scambiatori a tubo liscio interni per l'inserimento di due ulteriori fonti energetiche (ad esempio solare e termocamino) e scambiatore immerso per la produzione istantanea di acqua sanitaria.

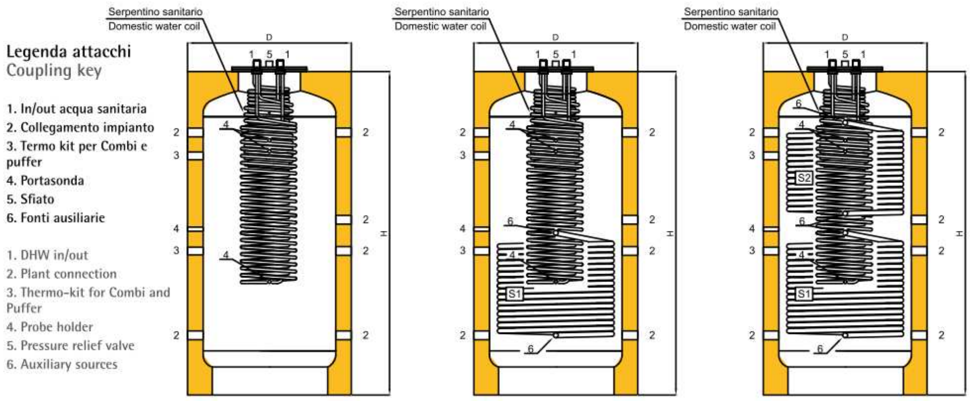


Figura 7.9 – Possibili configurazioni dei termoaccumuli Combi Fiorini [29]

In Figura 7.10 è schematizzato un impianto di riscaldamento e produzione di acqua calda sanitaria tramite un termoaccumulo Combi, integrato da un serpentino che preleva energia termica da un pannello solare.

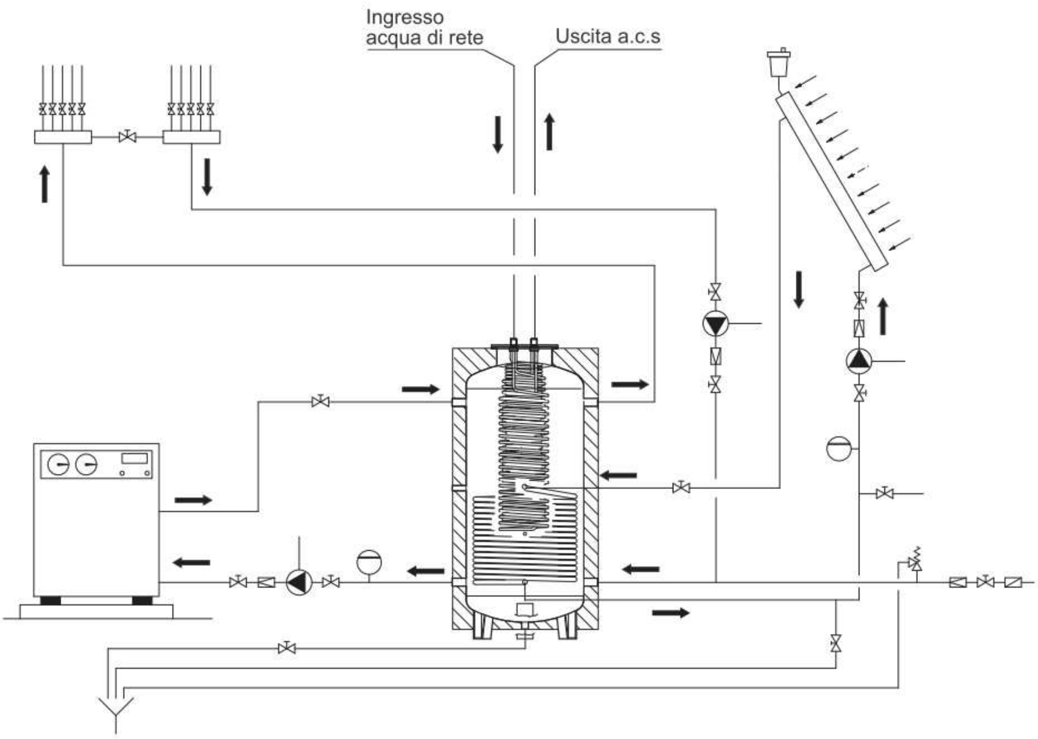


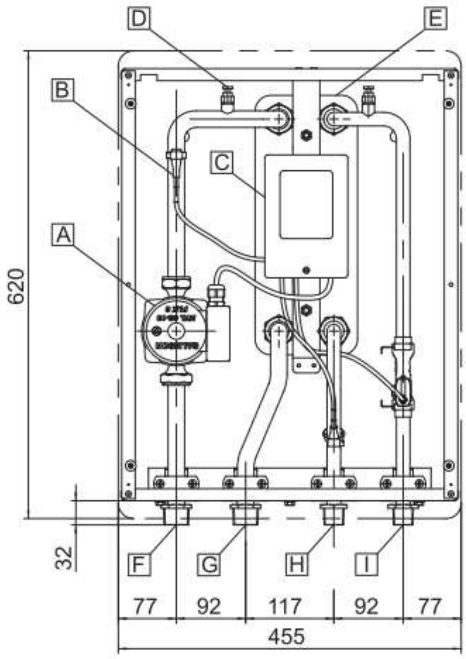
Figura 7.10 – Installazione tipo con Combi integrato da un serpentino [28]

7.8 Preparatori istantanei di acqua calda sanitaria

I preparatori istantanei sono produttori di acqua calda sanitaria che, grazie all’elevata efficienza dello scambiatore di calore a piastre in acciaio AISI 316, trovano ideale applicazione negli impianti a pompa di calore o con pannelli solari, i quali utilizzano termoaccumuli a bassa temperatura (50°C).

Il modulo rappresentato in Figura 7.11, collegato ad un termoaccumulo da cui preleva energia, attraverso una centralina con display grafico permette all’utente di tenere monitorato il funzionamento, oltre che impostare facilmente i parametri di utilizzo, che comprendono la temperatura dell’acqua sanitaria, la temperatura dell’acqua di ricircolo, le fasce orarie di accensione del ricircolo e dei cicli antilegionella.





Pos.	Descrizione
A	Pompa circuito primario
B	Sonda di temperatura PT1000
C	Centralina di regolazione
D	Valvola di sfiato manuale
E	Scambiatore a piastre inox AISI 316

Pos.	Descrizione
F	Mandata primario
G	Ritorno primario
H	Ingresso a.c.s. rete
I	Uscita a.c.s.

Figura 7.11 – Preparatore istantaneo Fiorini [28]

La scelta corretta di un sistema composto da termoaccumulo e gruppo istantaneo esterno passa attraverso la verifica dei tre parametri seguenti:

1. volume del serbatoio sufficiente per la produzione di acqua calda sanitaria richiesta dal sistema;
2. portata istantanea del gruppo esterno superiore alla portata di picco richiesta dall'utenza;
3. volume del termoaccumulo superiore al volume minimo consigliato dal costruttore della pompa di calore, in funzione della potenza erogata.

Il volume del serbatoio e le caratteristiche della fonte primaria (potenza e temperatura di mandata) sono i parametri che determinano la quantità d'acqua erogabile nell'unità di tempo; di seguito viene riportata la formula per il dimensionamento del termoaccumulo:

$$V = W_f \, \frac{T_{out} - T_{in}}{T_0 - T_f} - \frac{P * T_m * 60}{c_p * (T_O - T_f)} \tag{7.1}$$

V = volume del termoaccumulo in litri;

W_f = quantità d'acqua calda sanitaria richiesta nel periodo di punta in litri;

T_m = durata del periodo di punta in minuti;

T_0 = temperatura di stoccaggio all'interno del puffer in gradi celsius;

T_f = temperatura di minima fruibilità del termoaccumulo in gradi celsius;

T_{in} = temparatura di ingresso dell'acqua dalla rete in gradi celsius;

T_{out} = temperatura di erogazione dell'acqua calda sanitaria in gradi celsius;

c_p = calore specifico dell'acqua (4.186 kJ/kgK);

P = potenza della fonte primaria in kW.

La quantità di acqua calda sanitaria richiesta dalle utenze deve essere minore di quella prodotta dal preparatore istantaneo: in base alla temperatura dell'acqua del circuito primario in ingresso allo scambiatore ed a quella dell'acqua sanitaria, viene fornito dal costruttore il grafico della portata di acqua calda sanitaria erogabile (Figura 7.12), in modo da poter effettuare la scelta corretta tra le configurazioni disponibili.

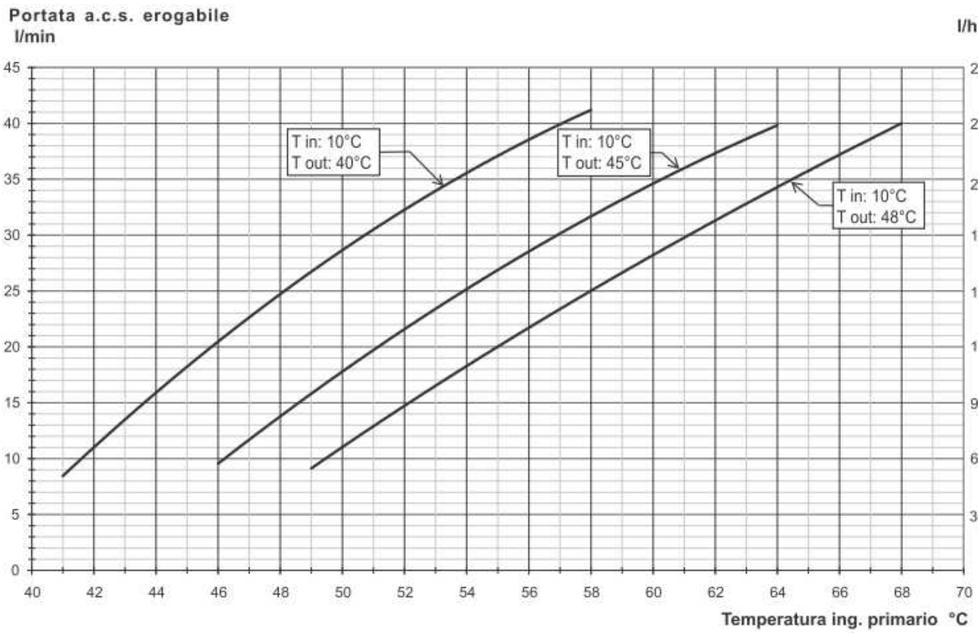


Figura 7.12 – Prestazioni termiche del preparatore istantaneo Set-25 Fiorini [28]

Il termoaccumulo, oltre a stoccare l'energia che verrà utilizzata quando necessario, svolge anche la funzione di volano termico per la fonte energetica primaria, riducendone il numero di accensioni e spegnimenti; per questo motivo è bene verificare che il volume del termoaccumulo sia maggiore di quanto consigliato dal costruttore della fonte primaria.

Nella Tabella 7.1 viene proposta una raccolta di abbinamenti per applicazioni tipiche residenziali in abbinamento a pompe di calore .

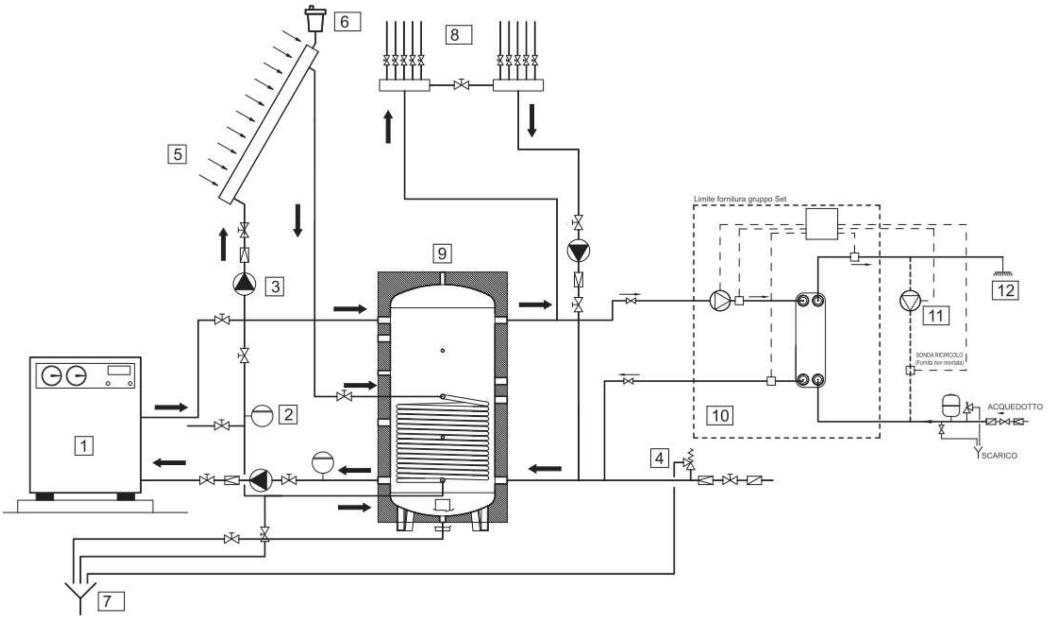
Applicazione	N° persone	N° servizi	Potenza utile per prod. acs	Volume termoaccumulo (l)
Abitazione singola	≤3	1	4 - 6 kW	300
Abitazione singola	4 - 5	2	6 - 8 kW	500
Abitazione singola	5 - 6	2	10 - 13 kW	750
Abitazione singola	6 - 7	3	15 - 18 kW	1000
N°2 appartamenti	4 - 5	2	6 - 8 kW	500
N°2 appartamenti	6 - 7	4	15 - 18 kW	750
N°2 appartamenti	7 - 8	5	10 - 13 kW	1000
N°3 appartamenti	6 - 7	3	10 - 13 kW	750
N°3 appartamenti	7 - 8	5	15 - 18 kW	1000
N°3 appartamenti	9 - 12	6	20 - 22 kW	1000

Tabella 7.1 – Volume del termoaccumulo per applicazioni residenziali [28]

Gli abbinamenti sono calcolati con consumi nel periodo di punta di 60 litri a persona per le abitazioni singole, 250 litri ad appartamento con servizio singolo e

350 litri ad appartamento con servizi doppi, considerando un coefficiente di contemporaneità unitario.

In Figura 7.13 è schematizzato un impianto di riscaldamento e produzione di acqua calda sanitaria tramite un gruppo costituito da un Puffer, integrato da un serpentino che preleva energia termica da un pannello solare, collegato ad un preparatore istantaneo.



Pos.	Descrizione
1	Pompa di calore o fonte primaria
2	Vaso d'espansione chiuso
3	Pompa
4	Valvola di sicurezza

Pos.	Descrizione
5	Pannello solare
6	Valvola di sfiato
7	Scarico
8	Utenze

Pos.	Descrizione
9	Termoaccumulo Puffer
10	Preparatore ACS SET
12	Pompa anello ricircolo sanitario
11	Utenza

Figura 7.13 – Schema d'installazione di un preparatore istantaneo di acqua calda sanitaria in abbinamento ad un termoaccumulo [28]

CAPITOLO 8

Conclusioni e sviluppi futuri

Lo studio sulle proprietà termodinamiche della CO_2 ed il confronto con i fluidi frigoriferi sintetici, effettuato attraverso il software *CoolPack*, hanno evidenziato come nel campo delle pompe di calore per la produzione dell'acqua calda sanitaria i sistemi operanti ad anidride carbonica si dimostrino molto competitivi, in quanto le prestazioni fornite in determinate condizioni operative sono superiori rispetto a quelle degli impianti operanti con i refrigeranti tradizionali.

Grazie alle elevate potenze termiche che si possono ottenere con cicli a compressione transcritici, questi possono trovare impiego nelle applicazioni in cui è richiesta un'elevata potenza termica: condomini o piccole comunità, alberghi, ospedali, scuole o impianti sportivi, come pure nell'industria alimentare, che sfrutta grandi volumi di acqua sanitaria a temperatura elevata.

La pompa di calore geotermica progettata è in grado di sviluppare al gas cooler una potenza pari a 32.5 kW e fornisce all'impianto l'acqua ad una temperatura di 60°C, attraverso il circuito termodinamico schematizzato in Figura 8.1.

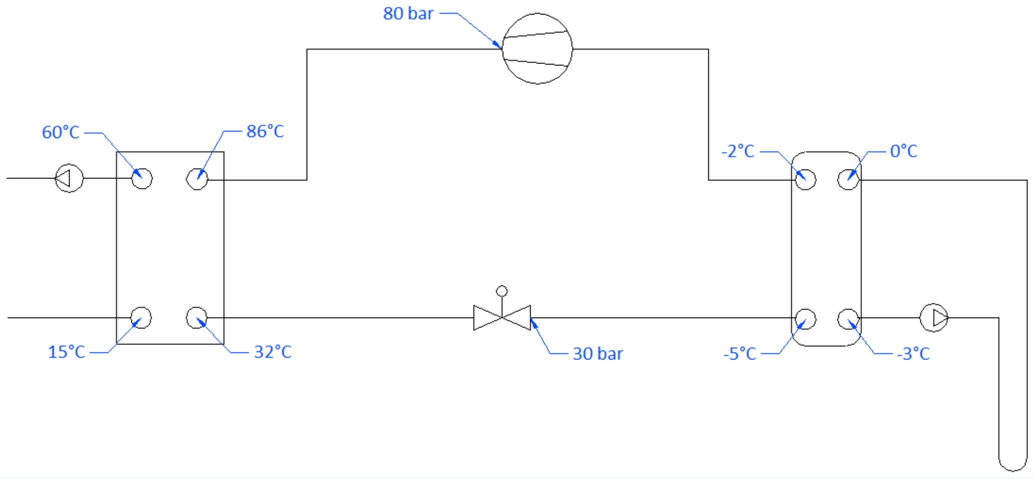


Figura 8.1 – Schema dell'impianto per la produzione di acqua termosanitaria

Poiché il compressore transcritico richiede una potenza elettrica uguale a 10 kW, si ottiene un COP pari a 3.25, che permette di accedere agli incentivi statali destinati agli impianti alimentati da fonti rinnovabili, dedicati alla produzione di acqua sanitaria.

La pompa di calore, nell’applicazione analizzata in questa tesi, viene inserita all’interno dell’impianto rappresentato in Figura 8.2, che si avvale di un preparatore istantaneo abbinato ad un termoaccumulo Puffer, integrato da un serpentino collegato ad una fonte di energia termica secondaria, costituita ad esempio da un pannello solare.

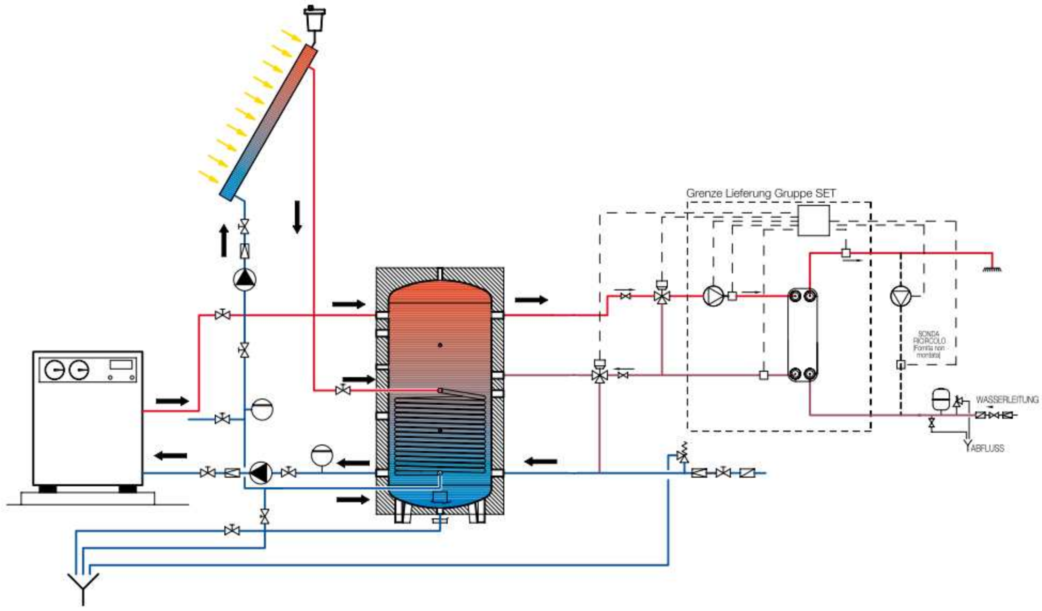


Figura 8.2 – Schema dell’impianto per produzione di acqua calda sanitaria

Poiché l’utilizzo dell’anidride carbonica nei sistemi a pompa di calore è in continua evoluzione e fortemente legato al livello di innovazione raggiunto dai compressori transcritici e dagli scambiatori di calore a piastre saldobrasati, questa tesi cerca di rappresentare un punto di riferimento per i progettisti che in un futuro prossimo decidano di concentrare la propria attenzione sullo sviluppo di un sistema innovativo basato sul completo utilizzo di fonti di energia rinnovabile, per il riscaldamento domestico o la produzione di acqua sanitaria. Per questo motivo si è cercato di realizzare una trattazione il più possibile completa, che descriva in modo sintetico, ma allo stesso tempo esaustivo, tutti i componenti dell’impianto e le fasi della progettazione.

Bibliografia

[1] R. Lazzarin, *Pompe di calore. Parte teorica, parte applicativa*, Ferroli, 2010

[2] Y. A. Cengel, *Termodinamica e trasmissione del calore*, McGraw-Hill, 2009

[3] M. Doninelli, *Le pompe di calore*, Idraulica 33, Caleffi, 2007

[4] L. Socal, A. Pedullà, *Pompe di calore*, Informazione tecnico normativa, 2005

[5] D. Rossato, C. Trivigno, *Pompe di calore per riscaldamento,condizionamento e acqua calda sanitaria*, Rossato Group

[6] C. Casale, G. Colli, W. Pennati, F. Pettorossi, *Libro bianco sulle pompe di calore*, Co.Aer, 2008

[7] M. Tornaghi, *Geotermia. Manuale tecnico pratico per la realizzazione di un impianto geotermico*, Sistemi Editoriali Esselibri, 2010

[8] M. Di Pietrantonio, *Sonde orizzontali vs sonde verticali*, Studio Termotecnico Ing. Di Pietrantonio, 2013

[9] Haka Gerodur, *Sistema a sonde geotermiche*, Catalogo Europa 2008

[10] M. Doninelli, *Impianti a pompe di calore geotermiche*, Idraulica 38, Caleffi, 2010

[11] A. Cavallini, L. Mattarolo, *Termodinamica Applicata*, Padova, 1988

[12] S. Falcioni, A. Cocchi, *Il regime transitorio negli impianti di climatizzazione e conseguenze sul risparmio energetico*, Università degli studi di Bologna

[13] R. Lamura, L. Molinaroli, *Progettazione di un circuito di prova per macchine a compressione di vapore ad anidride carbonica*, Politecnico di Milano, 2012

[14] M. H. Kim, J. Pettersen, C. W. Bullard, *Fundamental process and system design Issues in CO_2 vapor compression systems*, 2003

[15] Unilab, *Cosa accade alle proprietà di un fluido nelle vicinanze dello stato critico? Il caso della CO_2*, 2013

[16] N. Calabrese, R. Trinchieri, *Pompa di calore a CO_2 (R744)*, ENEA 2011

[17] Emerson Copeland, *Stream – Stato dell’arte della tecnologia semiermetica a pistoni*, 2012

[18] Techno System, *Descrizione e teoria degli scambiatori di calore a piastre*, 2011

[19] Fiorini Industries, *Scambiatori di calore a piastre*, 2010

[20] N. Baltadjev, *An investigation of real gas effects in supercritical CO_2 compressors*, Massachussets Institute of Technology, 2012

[21] E. Fornasieri, C. Zilio, *Componenti per impianti a CO_2*, Università di Padova

[22] Catalogo Carel, *Valvola di espansione elettronica proporzionale E^2V*, 2003

[23] Catalogue Wilo – Stratos PARA, *High Efficiency Pumps for OEM Industry*

[24] Mut Meccanica Tovo, *Pressostati differenziali Serie SFS*, 2007

[25] M. Doninelli, *Impianti idrosanitari*, Quaderni Caleffi, 2001

[26] M. Doninelli, *Produzione di acqua calda per accumulo. Il pericolo legionella*, Idraulica 16, Caleffi, 1999

[27] M. Doninelli, *Legionella: un pericolo mondiale*, Idraulica 23, Caleffi, 2002

[28] Fiorini Industries, *Serbatoi, bollitori e gruppi di scambio termico*, 2010

[29] Fiorini Industries, *Sistemi per acqua calda – Hot water systems*, 2013

[30] Ente Nazionale Italiano di Unificazione, *UNI EN 16147. Pompe di calore con compressore elettrico. Prove e requisiti per la marchiature delle apparecchiature per acqua calda sanitaria*, Milano, 2011

[31] Decreto Legislativo 3 marzo 2011 n.28, *Attuazione della direttiva 2009/28/CE sulla promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili, recante modifica e successiva abrogazione delle direttive 2001/77/CE e 2003/30/CE*, 2011

[32] M. Corradi, *Analisi teorica e sperimentale di sistemi frigoriferi operanti con CO_2*, Università degli Studi di Padova, 2004

[33] N. Calabrese, G. Oliveti, V. Marinelli, R. Mastrullo, A. Mauro, *Messa in funzione, analisi sperimentale e caratterizzazione della pompa di calore a CO2*, Università della Calabria, ENEA, 2012

[34] http://www.enea.it

[35] http://www.caleffi.it

[36] http://www.centrogalileo.it

[37] http://www.rossatogroup.com

[38] http://www.fiorinigroup.it

[39] http://www.et.dtu.dk/CoolPack

[40] http://www.climatizzazione.it

[41] http://www.myclima.it

[42] http://www.danfoss.com

[43] http://www.gea-phe.com

[44] http://www.bock.de

[45] http://www.emersonclimate.com

[46] http://www.eliotherm.com

[47] http://www.alfalaval.com

[48] http://www.sciencedirect.com

[49] http://www.carel.com

[50] http://www.wilo.it

[51] http://www.mutmeccanica.com

[52] http://www.termalgroup.com

[53] http://www.mitsubishi.com

[54] http://www.avdel-global.com

[55] http://www.unilab.eu

[56] http://www.ferroli.it

[57] http://www.pompedicalore.org

[58] http://www.coaer.it

[59] http://www.hakagerodur.ch

[60] http://www.ingdipietrantonio.it

[61] http://www.geologiweb.it

[62] http://www.parker.com

[63] http://www.tempco.it

[64] http://www.technosystem.it